

Differential action control system of a vehicle

Patent number: DE4400685

Publication date: 1994-07-14

Inventor: SHITANI YUJI [JP]

Applicant: MAZDA MOTOR [JP]

Classification:


- international: B60K23/08; B60K23/04; B60T8/32

- european: B60K23/04; B60K23/08B; F16D27/115

Application number: DE19944400685 19940112

Priority number(s): JP19930003171 19930112; JP19930025770 19930215

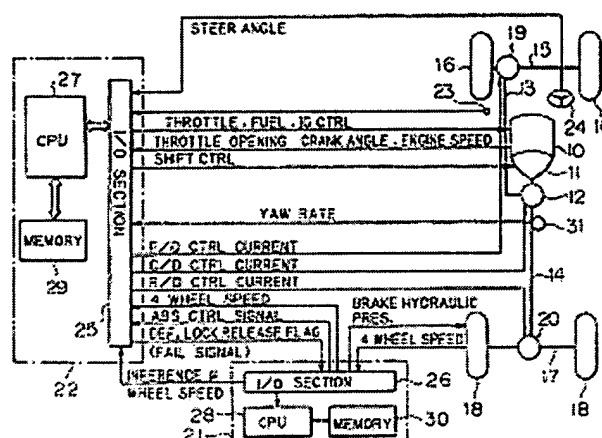
Also published as:

 US 5450919 (A1)

Abstract not available for DE4400685

Abstract of corresponding document: **US5450919**

A differential action control device of a vehicle includes an inter-axle differential disposed between axles for making a differential action between the axles, an inter-wheel differential disposed between wheels for making a differential action between the wheels, and a parameter setting device for detecting a vehicle running condition and setting a predetermined parameter based on the vehicle running condition detected. The device further includes target yaw rate setting device for setting a target yaw rate of the vehicle based on the parameter, a yaw rate detecting device for detecting an actual yaw rate of the vehicle while running, and a differential control device for controlling a differential action of the inter-axle and inter-wheel differentials based on a deviation between the actual and target yaw rate of the vehicle. The steering characteristic of the vehicle can be changed to get a desirable characteristic by making the differential action control.



BEST AVAILABLE COPY

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 44 00 685 A 1**

⑤① Int. Cl.⁵:
B 60 K 23/08
B 60 K 23/04
B 60 T 8/32

②① Aktenzeichen: P 44 00 685.3
②② Anmeldetag: 12. 1. 94
②③ Offenlegungstag: 14. 7. 94

DE 44 00 685 A 1

③⑩ Unionspriorität: ③② ③③ ③①
12.01.93 JP 003171/93 15.02.93 JP 025770/93

⑦① Anmelder:
Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

⑦④ Vertreter:
Deufel, P., Dipl.-Wirtsch.-Ing.Dr.rer.nat.; Hertel, W.,
Dipl.-Phys.; Rutetzki, A., Dipl.-Ing.Univ.; Rucker, E.,
Dipl.-Chem. Univ. Dr.rer.nat.; Huber, B., Dipl.-Biol.
Dr.rer.nat.; Becker, E., Dr.rer.nat., 80331 München;
Kurig, T., Dipl.-Phys., 83022 Rosenheim; Steil, C.,
Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 80331 München

⑦② Erfinder:
Shitani, Yuji, Hatsukaichi, Hiroshima, JP

⑤④ Differentialwirkungs-Steuersystem eines Fahrzeugs

⑤⑦ Eine Differentialwirkungs-Steuervorrichtung eines Fahrzeuges umfaßt ein Zwischenachs-Differential, welches zwischen Achsen angeordnet ist zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen den Achsen, zumindest ein Zwischenrad-Differential, welches zwischen Rädern angeordnet ist zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen den Rädern, eine Parameter-Einstelleinrichtung zum Erfassen eines Fahrzeug-Fahrtzustandes und zum Einstellen eines vorbestimmten Parameters auf der Grundlage des erfaßten Fahrzeug-Fahrtzustandes, eine Ziel-Gierwinkel-Einstelleinrichtung zum Einstellen eines Ziel-Gierwinkels des Fahrzeuges auf der Grundlage des Parameters, eine Gierwinkel-Erfassungseinrichtung zum Erfassen eines tatsächlichen Gierwinkels des Fahrzeuges, während es fährt, und eine Differential-Steuereinrichtung zum Steuern einer Differentialwirkung des Zwischenachs- und des Zwischenrad-Differentials auf der Grundlage einer Abweichung zwischen dem tatsächlichen Gierwinkel und dem Ziel-Gierwinkel des Fahrzeuges. Durch Vollziehen der Differentialwirkungs-Steuerung können die Lenkeigenschaften des Fahrzeuges nach Wunsch verändert werden.

DE 44 00 685 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 05. 94 408 028/403

24/38

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Differentialwirkungs-Steuersystem und insbesondere ein Fahrzeug mit einem jeweiligen Differential zwischen den Vorder- und den Hinterrädern und zwischen der Vorderachse und der Hinterachse.

Die sogenannten vierrad-angetriebenen Fahrzeuge sind generell versehen mit einem zentralen Differential bzw. Differential-Mechanismus, welches zwischen einer vorderen Antriebsachse und einer hinteren Antriebsachse angeordnet ist, mit einem vorderen Differential, welches zwischen den Vorderrädern angeordnet ist, und einem hinteren Differential, welches zwischen den Hinterrädern angeordnet ist. Für das Vierrad-Fahrzeug ist es somit möglich, eine geeignete Differential-Wirkung nicht nur zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern, sondern auch zwischen der Vorderachse und der Hinterachse zu liefern, um eine Bremswirkung bei enger Kurvenfahrt durch Verwendung dieser Differentiale zu eliminieren.

Es ist jedoch anzumerken, daß es für das herkömmliche vierrad-getriebene Fahrzeug schwierig ist, eine stabile Startaktion oder stabile Beschleunigung zu vollziehen, wenn eines der Räder des Fahrzeuges beginnt, zu überdrehen. Dies liegt daran, daß es schwierig ist, das Motorantriebs-Drehmoment geeignet auf die anderen Räder als das überdrehende Rad zu übertragen. Im Ergebnis sind die Fahrstabilität, die Brems- und Beschleunigungseigenschaften verschlechtert.

In Anbetracht dieser Tatsachen offenbart die japanische öffentliche Patentoffenbarung Nr. 62-166114, offengelegt 1987, eine Differentialwirkungs-Steuereinrichtung zum Sperren und Entsperrern des vorderen, des hinteren und/oder des zentralen Differentials, und zwar gemäß einem Fahrzustand des Fahrzeuges mittels einer hydraulischen Drucksteuerung.

Die Differentialwirkungs-Steuereinrichtung empfängt Signale der Radgeschwindigkeit der jeweiligen Räder und des Lenkwinkels in der Steuerschaltung, beurteilt, ob das Fahrzeug über eine raue Fahrbahn fährt oder eine Geradeausfahrt vollzieht, ob eine Beschleunigungswirkung oder Bremswirkung vorliegt, und zwar auf der Grundlage der Signale, und steuert das vordere, das hintere und das mittlere Differential, um die Lenkstabilität, die Bremseigenschaften und die Beschleunigungseigenschaften zu verbessern.

Es ist anzumerken, daß die herkömmlichen Differentialwirkungs-Steuereinrichtungen dazu neigen, zwei oder mehr Differentiale gleichzeitig zu sperren, wenn ein Differential zu sperren ist. Somit verändert sich die Größe des an die Räder übertragenen Drehmomentes abrupt unter Veranlassung eines sogenannten Drehmomentstoßes. Bei der Differentialwirkungs-Steuereinrichtung, wie sie in der obengenannten japanischen öffentlichen Patentoffenbarung Nr. 62-166114 offenbart ist, wird die Differentialwirkungs-Steuerung in Anbetracht eines bestimmten Fahrzustandes des Fahrzeuges, wie einer Beschleunigung, einer Verzögerung und dergleichen, vollzogen. Demzufolge erzeugt diese insgesamt nicht notwendig eine sanfte Differentialwirkungs-Steuerung, um das Fahrempfinden des Fahrer zufriedenzustellen.

Zusätzlich wird in der Differentialwirkungs-Steuereinrichtung, wie sie in der obigen japanischen Patentveröffentlichung Nr. 62-166114 offenbart ist, jedes der Differentiale gemäß verschiedenster Steuerparameter gesteuert. Es ist jedoch wünschenswert, die Steuerkonditionen bzw. -zustände der Differentiale miteinander

bzw. zueinander zu erfassen und die jeweiligen Differentiale unter Berücksichtigung einer Fahrzeug-Fahrbarkeit insgesamt zu steuern. Wenn jedes Differential unabhängig vom anderen gesteuert wird, können die aktive Fahrbarkeit, die Lenkeigenschaften und die Fahrstabilität verschlechtert werden.

Zum Beispiel ist bei einem vierrad-getriebenen Fahrzeug, bei welchem das Antriebskraft-Verteilungsverhältnis für das vordere und hintere Differential gleich ist, wenn das zentrale Differential gesperrt ist, und die Antriebskraft-Verteilung für das vordere Differential reduziert ist relativ zu jener für das hintere Differential, wenn das zentrale Differential freigemacht bzw. entsperrt ist, eine Übersteuerungsneigung erhöht bzw. verstärkt, wenn die Antriebskraft-Verteilung für das hintere Differential erhöht wird, wenn ein Schlupfzustand in einem der Hinterräder aufgetreten ist, und zwar in dem Fall, wenn das zentrale Differential entsperrt ist. Der Grund hierfür ist wie folgt: Wenn das Drehmoment-Verteilungsverhältnis für die Räder verändert wird, verändert sich auch die von jedem der Räder auf die Fahrbahn-Oberfläche übertragene Antriebskraft, obwohl sich die Motorabgabeleistung nicht ändert. Es sollte jedoch festgehalten werden, daß die Fähigkeit des Rades, das heißt, der Gesamtbetrag der Antriebskraft, welcher von jedem der Räder auf die Fahrbahn-Oberfläche übertragen werden kann, im wesentlichen konstant ist unabhängig davon, ob sich die Richtung der in das Rad geführten Kraft verändert wird oder nicht (dies Phänomen wird üblicherweise unter Verwendung eines Reibungskreises erläutert). Wenn demzufolge die Verteilung der Antriebskraft für die Hinterräder erhöht ist, ist die Greifkraft oder Widerstandskraft der Hinterräder gegen eine auf das Fahrzeug wirkende Seitenkraft vermindert, so daß das Fahrzeug sofort eine Übersteuerungs-Neigung erhält. Es ist wünschenswert, daß die Differentialwirkungs-Steuerzustände für die jeweiligen Differentiale erfaßt oder überwacht werden, um zum Ausführen einer Gesamtsteuerung der Differentialwirkung des Fahrzeuges in Betracht gezogen zu werden.

Es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, wünschenswerte Lenkeigenschaften eines Fahrzeuges zu schaffen mittels einer Differentialwirkungs-Steuerung, und zwar über einen gesamten Fahrzustand des Fahrzeuges.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Differentialwirkungs-Steuerung zu schaffen, mittels welcher sichere Fahreigenschaften des Fahrzeuges aufrechterhalten werden können.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Differentialwirkungs-Steuerung der jeweiligen Differentiale auf der Grundlage der Antriebskraft-Verteilung zwischen den Vorder- und Hinterrädern zu schaffen, welche eine wünschenswerte Fahreigenschaft unabhängig von der Änderung der Antriebskraft-Verteilung zwischen den Vorder- und Hinterrädern erreicht.

Die obigen und weitere Aufgaben der Erfindung können erzielt werden durch eine Differentialwirkungs-Steuereinrichtung eines Fahrzeuges mit einem Zwischenachs-Differential, welches zwischen den Achsen angeordnet ist, um eine Differentialwirkung zwischen den Achsen auszuüben, mit wenigstens einem Zwischenrad-Differential, welches zwischen Rädern angeordnet ist, um eine Differentialwirkung zwischen den Rädern auszuüben, einer Parametereinstellung-Einrichtung zum Erfassen eines Fahrzeug-Fahrzustandes und zum Einstellen eines vorbestimmten Parameters auf der

Grundlage des erfaßten Fahrzeug-Fahrzustandes, einer Ziel-Gierraten- bzw. Ziel-Gierwinkel-Einstellungs-Einrichtung zum Einstellen eines Ziel-Gierwinkels des Fahrzeuges auf der Grundlage des Parameters, einer Gierwinkel-Erfassungseinrichtung zum Erfassen eines tatsächlichen Gierwinkels des Fahrzeuges während der Fahrt, einer Differential-Steuereinrichtung zum Steuern einer Differentialwirkung des Zwischenachs- und des Zwischenrads-Differentiales auf der Grundlage der Abweichung zwischen dem tatsächlichen und dem Ziel-Gierwinkel des Fahrzeuges.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform erhöht die Differential-Steuereinrichtung eine Differential-Begrenzungskraft zum Begrenzen der Differentialwirkung des Zwischenachs-Differentiales verglichen mit dem Zwischenrad-Differential, wenn der Ziel-Gierwinkel kleiner ist als der tatsächliche Gierwinkel.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung umfaßt das Zwischenrad-Differential ein vorderes Differential, welches zwischen den Vorderrädern angeordnet ist, und ein hinteres Differential, welches zwischen den Hinterrädern angeordnet ist. Die Differential-Steuereinrichtung erhöht die Differential-Begrenzungskraft des hinteren Differentiales verglichen mit den anderen Differentialen, wenn der Ziel-Gierwinkel größer ist als der tatsächliche Gierwinkel.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform erhöht die Differential-Steuereinrichtung die Differential-Begrenzungskraft des Zwischenachs-Differentiales verglichen mit dem vorderen und hinteren Differential, wenn der Ziel-Gierwinkel kleiner ist als der tatsächliche Gierwinkel.

Vorzugsweise erhöht die Differential-Steuereinrichtung die Differential-Begrenzungskraft des hinteren Differentiales verglichen mit dem vorderen Differential und erhöht die Differential-Begrenzungskraft des Zwischenachs-Differentiales verglichen mit dem vorderen Differential, wenn der Ziel-Gierwinkel größer ist als der tatsächliche Gierwinkel.

Somit kann eine Untersteuerungs-Neigung des Fahrzeuges kompensiert werden.

Zusätzlich kann die Differential-Steuereinrichtung das Steuern der Differentialwirkung unterbrechen bzw. beenden, um zu verhindern, daß sich die Differential-Begrenzungskraft ändert, wenn der tatsächliche Gierwinkel sehr viel größer ist als der Ziel-Gierwinkel.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform vermindert die Differential-Steuereinrichtung die Differential-Begrenzungskraft des vorderen Differentiales, wenn der tatsächliche Gierwinkel sehr viel größer ist als der Ziel-Gierwinkel.

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird der Fahrzustand des Fahrzeuges erfaßt, um einen Ziel-Gierwinkel gemäß dem Fahrzustand einzustellen und eine Differentialwirkung-Steuerung derart auszuüben, daß der Ziel-Gierwinkel auf den tatsächlichen Gierwinkel konvergiert bzw. der tatsächliche Gierwinkel auf den Ziel-Gierwinkel konvergiert. Der Ziel-Gierwinkel wird bestimmt auf der Grundlage einer vorbestimmten Charakteristik des Ziel-Gierwinkels, welche in Verbindung mit einem Lenkwinkel des Fahrzeuges voreingestellt ist. Wenn somit der Lenkwinkel erfaßt ist, ist der Ziel-Gierwinkel geeignet gegeben in Anbetracht der vorbestimmten Beziehung zu dem Lenkwinkel. Wenn die Differentialwirkung für das Zwischenachs-Differential begrenzt ist, ist generell die Antriebskraft-Verteilung zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern ausgeglichen, so daß das Fahrzeug dazu neigt, eine Geradeaus-

fahrt zu vollziehen. In einem anderen Aspekt bedeutet dies, daß das Fahrzeug so gesteuert ist, daß es bei einer Kurvenfahrt eine Untersteuerungs-Neigung hat.

Wenn im Gegensatz zum vorstehenden die Differentialwirkung des Zwischenrad-Differentiales begrenzt ist, ist die auf das linke und rechte Rad übertragene Antriebskraft ausgeglichen, wodurch erreicht wird, daß das Fahrzeug die Tendenz einer Geradeausfahrt erhält. Wenn das Zwischenachs-Differential die Differentialwirkung in dem Fall vollziehen darf, wenn sich das Fahrzeug in einem Vorgang konstanter Kurvenfahrt befindet, darf die Differentialwirkung zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern die Bremswirkung bei enger Kurvenfahrt bzw. das enge Kurvenbremsen eliminieren. In diesem Fall sind die Steuereigenschaften so gesteuert, daß sie eine Übersteuerungs-Neigung bieten, um den minimalen Kurvenfahrt-Halbkreis bzw. Wendehalbkreis des Fahrzeuges zu vermindern. Das hintere Differential wird gesteuert, um die Differentialwirkung zwischen dem rechten und linken Hinterrad zu begrenzen, wobei das äußere hintere Rad während der Kurvenfahrt einem Bremsdrehmoment durch das hintere Bremsdifferential ausgesetzt ist. Demzufolge wird die Haftkraft bzw. Greifkraft des Rades in starkem Maße auf die Bremskraft ausgeübt bzw. übertragen, verglichen mit der Seitenkraft bzw. Seitenführungskraft. Dies führt dazu, daß das äußere Rad der Hinterräder während der Kurvenfahrt gegenüber der Seitenkraft weniger resistent ist bzw. weniger Widerstand bietet. Somit wird die Lenk-Charakteristik des Fahrzeuges derart gesteuert, daß sich eine Übersteuerungsneigung ergibt.

Gemäß der vorliegenden Erfindung stellt die Differentialwirkung-Steuereinrichtung den Ziel-Gierwinkel des Fahrzeuges ein auf der Grundlage eines Parameters und steuert die Differentialwirkung zwischen den Achsen und zwischen den Rädern auf der Grundlage des tatsächlichen Gierwinkels und des Ziel-Gierwinkels. Somit kann die Lenk-Charakteristik des Fahrzeuges gesteuert werden, um durch die Differentialwirkungs-Steuerung verändert zu werden, um eine wünschenswerte Lenk-Charakteristik zu erhalten.

Wenn zum Beispiel der tatsächliche Gierwinkel größer ist als der Ziel-Gierwinkel oder wenn die Lenkeigenschaften eine Übersteuerungs-Neigung haben, ist die Differentialwirkung des Zwischenachs-Differentiales eingeschränkt bzw. begrenzt, verglichen mit jener des Zwischenrad-Differentiales. Demzufolge ist, wie oben erwähnt, die Antriebskraft-Verteilung zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern ausgeglichen, das heißt, die Differentialwirkung zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern ist beschränkt. Im Ergebnis wird die enge Kurvenfahrt bzw. enge Kurvenfahrt-Wirkung unterdrückt, um die Lenk-Charakteristik des Fahrzeuges in Richtung auf eine Untersteuerungs-Neigung zu kompensieren. Insbesondere bei dem Fahrzeug, welches sowohl mit dem vorderen als hinteren Differential versehen ist, wird, wenn der tatsächliche Gierwinkel kleiner ist als der Ziel-Gierwinkel oder wenn, mit anderen Worten, das Fahrzeug eine Untersteuerungs-Charakteristik hat, die Begrenzungskraft der Differentialwirkung des hinteren Differentiales erhöht, verglichen mit den anderen Differentialen. Wenn der tatsächliche Gierwinkel größer ist als der Ziel-Gierwinkel, wenn mit anderen Worten das Fahrzeug eine Übersteuerungs-Eigenschaft hat, wird die Begrenzung der Differentialwirkung für das Zwischenachs-Differential erhöht, verglichen mit dem vorderen und hinteren Differential, so daß eine übermäßige Übersteuerungs-Neigung des Fahrzeuges

wirksam unterdrückt werden kann.

Alternativerweise, wenn der tatsächliche Gierwinkel kleiner ist als der Ziel-Gierwinkel, wird die Begrenzungskraft für die Differentialwirkung für das hintere Differential erhöht verglichen mit dem vorderen Differential, und wenn die Begrenzungskraft der Differentialwirkung für das Zwischenachs-Differential erhöht ist verglichen mit dem vorderen Differential, wird das Fahrzeug wirksam zur Untersteuerungs-Neigung geführt.

Wenn der tatsächliche Gierwinkel sehr viel größer ist als der Ziel-Gierwinkel, wird die Begrenzungskraft-Steuerung für die Differentialwirkung unterbrochen, um die Veränderung der Differentialwirkung zu verhindern. Selbst wenn sich das Fahrzeug somit in einem Notzustand befindet, wird die Lenk-Charakteristik des Fahrzeuges unverändert belassen. Dies ermöglicht dem Fahrer, den Betrieb des Fahrzeuges stabil zu halten und das Fahrzeug sicher zu halten.

Wenn bei einer anderen Ausführungsform der tatsächliche Gierwinkel sehr viel größer ist als der Ziel-Gierwinkel, wird die Begrenzungskraft für die Differentialwirkung des vorderen Differentiales reduziert, so daß die Betriebsbereitschaft bzw. Operabilität der Vorderräder verbessert ist. Somit kann der Fahrer ein schnelles Ansprechen beim Lenken des Fahrzeuges erhalten, wenn sich das Fahrzeug in einem dringenden Zustand bzw. Notzustand befindet.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung umfaßt die Differentialwirkungs-Steuereinrichtung eines Fahrzeuges eine Verteilungseinrichtung, welche zwischen Achsen angeordnet ist, und zwar zum Verteilen der Antriebskraft auf die Vorder- und Hinterräder, eine Parametereinstell-Einrichtung zum Erfassen eines Fahrzeugzustandes des Fahrzeuges und zum Erstellen eines vorbestimmten Parameters auf der Grundlage des Fahrzeugzustandes, eine Differential-Steuerereinrichtung zum Steuern einer Differential-Begrenzungskraft wenigstens eines Zwischenrad-Differentiales und eine Begrenzungskraft-Änderungseinrichtung zum Ändern der Differential-Begrenzungskraft gemäß einem Verteilungsverhältnis zwischen den Vorder- und Hinterrädern, welches durch die Verteilungseinrichtung bestimmt ist.

Wenn das Drehmoment-Verteilungsverhältnis von einem von vorderem und hinterem Differential erhöht ist, reduziert die Änderungseinrichtung vorzugsweise die Begrenzungskraft der Differentialwirkung für das eine Differential. Wenn die Differentialwirkung zwischen den rechten und linken Rädern zugelassen ist, wird die Lenkeigenschaft des Fahrzeuges in einem gelenkten Zustand nicht abrupt geändert, wie bei einer Kurvenfahrt oder auf einer gekrümmten Strecke. Somit kann die Lenkstabilität verbessert werden. Wenn das Verteilungsverhältnis für die Hinterräder erhöht ist, neigt das Fahrzeug dazu, eine Übersteuerungseigenschaft zu erhalten. Im Gegensatz hierzu wird die Untersteuerungseigenschaft verstärkt, wenn das Verteilungsverhältnis für die Vorderräder erhöht ist.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform erhöht die Änderungseinrichtung die Begrenzungskraft für das eine der Zwischenrad-Differential, wenn das Antriebskraft-Verteilungsverhältnis von einem von den Vorderrädern oder den Hinterrädern erhöht ist. Wenn zum Beispiel das Verteilungsverhältnis der Vorderräder erhöht ist, erhöht die Änderungseinrichtung die Begrenzungskraft der Differentialwirkung des vorderen Differentiales. Wenn andererseits das Verteilungsverhältnis

der Hinterräder erhöht ist, erhöht die Änderungseinrichtung die Begrenzungskraft der Differentialwirkung des hinteren Differential. Unter diesem Zustand kann, wenn die Differentialwirkung zwischen den rechten und linken Rädern, in welchen die Drehmoment-Verteilung erhöht ist, begrenzt wird, eine Fahraktivität verbessert werden, wenn das Fahrzeug ohne einen wesentlichen Lenkzustand auf einer glatten Fahrbahn oder einer Fahrbahn mit niedrigem Reibungskoeffizienten gefahren wird. Wenn zum Beispiel die Antriebskraft-Verteilung der Hinterräder verstärkt ist, neigen die Hinterräder dazu, einen Schlupf zu erzeugen. In diesem Zustand kann ein solcher Schlupfzustand unterdrückt werden durch Begrenzen der Differentialwirkung des hinteren Differential.

Alternativerweise kann die Veränderungs-Einrichtung die Begrenzungskraft der Differentialwirkung des Zwischenrad-Differential erhöhen, für welches die Antriebs-Drehmoment-Verteilung nicht erhöht ist, wenn das Drehmoment-Verteilungsverhältnis zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern verändert wird. Die Antriebsstabilität für die Geradeausfahrt kann durch die Steuerung verbessert werden, bei welcher die Differentialwirkung in dem Zwischenrad-Differential begrenzt ist, für welches die Antriebs-Drehmoment-Verteilung vermindert ist. Dies erklärt sich wie folgt: Wenn die Drehmoment-Verteilung für ein Rad vermindert ist, erhält das Rad eine erhöhte Haftkraft gegen die Seitenkraft, wie zuvor erwähnt. Selbst wenn die Fahrzeug-Karosserie somit einer Störung von außen ausgesetzt ist, wie einem Seitenwind, kann das Fahrzeug den Seitenschlupf unterdrücken. Zusätzlich ist die Differentialwirkung des Rades begrenzt durch die obige Differentialwirkungs-Steuerung. Als ein sich hieraus ergebender synergistischer Effekt kann die Fahrstabilität des Fahrzeuges verbessert werden, wenn es auf einer geraden Strecke läuft.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung kann die Begrenzungskraft des Differential, für welches die Drehmoment-Verteilung nicht erhöht ist, vermindert werden, wenn das Drehmoment-Verteilungsverhältnis zwischen den Vorderrädern und Hinterrädern verändert wird. Eine Kurvenfahr-Eigenschaft bzw. Umkehr-Eigenschaft des Fahrzeuges kann verbessert werden, indem man die Differentialwirkung zwischen den rechten und linken Rädern gestattet, für die die Drehmoment-Verteilung nicht erhöht ist. Der Grund hierfür erklärt sich wie folgt. Ein Rad erhöht die Haftkraft gegen die Seitenkraft, wenn die Drehmoment-Verteilung hierfür reduziert ist. Wenn jedoch die Differentialwirkung für die Räder begrenzt ist, ist die Haftkraft gegen die Seitenkraft vermindert. Im Ergebnis würde die Kurvenfahr-Eigenschaft des Fahrzeuges verschlechtert werden. Um die obige Situation zu vermeiden, gestattet die vorliegende Erfindung zumindest im Kurvenfahrzustand des Fahrzeuges die Differentialwirkung des Differential, für welches die Drehmoment-Verteilung nicht erhöht ist. Die Differenz einer Rotations-Geschwindigkeit zwischen dem rechten und linken Rad kann als der oben erwähnte Parameter verwendet werden.

Vorzugsweise kann das Verteilungsverhältnis der Antriebskraft zwischen 40 : 60 bis 50 : 50 über die Begrenzungskraft-Steuerung des zentralen Differential verändert werden, welches typischerweise durch einen planetengetriebenen Mechanismus ausgeführt ist und welches die Antriebskraft auf die Achsen der Vorder- und Hinterräder aufteilt.

Weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung von bevorzugten Ausführungsformen in Verbindung mit der beigefügten Zeichnung.

Fig. 1 ist eine schematische Ansicht eines Fahrzeug-Steuersystemes mit einem Differentialwirkungs-Steuer-system gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 ist eine Schnittansicht einer Magnetkupplung aus Mehrfachplatten, vorgesehen in einem zentralen Differential;

Fig. 3 ist ein Flußdiagramm eines Hauptprogrammes der Differentialwirkungs-Steuerung;

Fig. 4 ist ein Flußdiagramm eines Programmes zum Berechnen der Begrenzungskraft der Differentialwirkung;

Fig. 5 ist ein Flußdiagramm eines Programmes zum Kompensieren der Begrenzungskraft der Differentialwirkung aufgrund einer Abweichung eines Gierwinkels, um eine endgültige Begrenzungskraft der Differentialwirkung zu bestimmen;

Fig. 6 ist eine grafische Darstellung, welche eine Beziehung der Begrenzungskraft und dem Steuerstrom für ein Solenoid zum Steuern der Kupplung zeigt;

Fig. 7 ist eine grafische Darstellung, die eine Beziehung zwischen einer Differential-Rotationsgeschwindigkeit des zentralen Differentials und einem Gewichtskoeffizienten der Begrenzungskraft zeigt;

Fig. 8 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Abweichung des Gierwinkels in dem zentralen Differential und dem Kompensations-Koeffizienten der Begrenzungskraft, welche auf der Abweichung des Gierwinkels basiert;

Fig. 9 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Differential-Rotationsgeschwindigkeit des zentralen Differentials und der Begrenzungskraft zum Ausüben eines aktiven Fahrens;

Fig. 10 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Differential-Rotationsgeschwindigkeit des zentralen Differentials und der Begrenzungskraft zum Ausüben eines stabilen Fahrens;

Fig. 11 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einer Differential-Rotationsgeschwindigkeit des vorderen Differentials und einem Gewichtskoeffizienten der Begrenzungskraft;

Fig. 12 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einer Differential-Rotationsgeschwindigkeit des hinteren Differentials und einem Gewichtskoeffizienten der Begrenzungskraft;

Fig. 13 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Abweichung des Gierwinkels in dem vorderen Differential und dem Kompensations-Koeffizienten der Begrenzungskraft, welche bzw. welcher auf der Abweichung des Gierwinkels basiert;

Fig. 14 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Abweichung des Gierwinkels in dem hinteren Differential und dem Kompensations-Koeffizienten der Begrenzungskraft, welche auf der Abweichung des Gierwinkels basiert;

Fig. 15 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einem Kompensations-Koeffizienten eines Ziel-Gierwinkels des Fahrzeuges;

Fig. 16 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen einem Lenkwinkel und einem Kompensations-Koeffizienten eines Ziel-Gierwinkels des Fahrzeuges;

Fig. 17 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Abweichung des Gierwinkels und der

Kompensation für die Begrenzungskraft in einem Fahrzeug mit einer Untersteuerungs-Neigung;

Fig. 18 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Abweichung des Gierwinkels und der Kompensation für die Begrenzungskraft in einem Fahrzeug mit Übersteuerungs-Neigung;

Fig. 19 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einer Differential-Rotationsgeschwindigkeit des hinteren Differentials und einem Gewichtskoeffizienten der Begrenzungskraft;

Fig. 20 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einem Verteilungs-Verhältnis einer Antriebskraft auf das hintere Differential und einem Kompensations-Koeffizienten für die Begrenzungskraft bzw. der Begrenzungskraft;

Fig. 21 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Differential-Rotationsgeschwindigkeit des hinteren Differentials und der Begrenzungskraft zum Ausführen eines aktiven Fahrens;

Fig. 22 ist eine grafische Darstellung einer Beziehung zwischen der Differential-Rotationsgeschwindigkeit des hinteren Differentials und der Begrenzungskraft, und zwar zum Erzielen einer Fahrstabilität;

Fig. 23 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einer Differential-Rotationsgeschwindigkeit des vorderen Differentials und einem Gewichtskoeffizienten der Begrenzungskraft; und

Fig. 24 ist eine grafische Darstellung und zeigt eine Beziehung zwischen einem Verteilungsverhältnis einer Antriebskraft für das hintere Differential und einen Kompensations-Koeffizienten der Begrenzungskraft gemäß einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 1 ist eine grafische Ansicht eines Steuersystemes eines Fahrzeuges gezeigt. Zuerst wird ein Leistungstragungssystem des Fahrzeuges erläutert.

Das Fahrzeug ist mit einem Motor 10 versehen, welcher mit einem Getriebe 11 betriebsmäßig verbunden ist. Ein zentrales Differential 12 ist an der Ausgangsseite des Getriebes 11 angeordnet. Mit dem zentralen Differential ist eine vordere Antriebswelle 13 verbunden, über welche das Ausgangs-Drehmoment des Motors 10 auf Vorderräder übertragen wird, und eine hintere Antriebswelle, über welche das Motor-Ausgangs-Drehmoment auf Hinterräder übertragen wird. Die vordere Antriebswelle 13 ist mit den Vorderrädern 16 über eine Vorderachse 15 verbunden. Die hintere Antriebswelle 14 ist mit den Hinterrädern 18 über eine hintere Achse 17 verbunden. Ein vorderes Differential 19 ist an der Vorderachse 15 vorgesehen und ein hinteres Differential 20 ist an der Hinterachse 17 vorgesehen. Das dargestellte Fahrzeug ist mit einem Antiblockiersystem (ABS) und einer ABS-Steuereinheit 21 hierfür ausgestattet. Zusätzlich ist das Fahrzeug mit einer Antriebsstrang-Steuereinheit 22 zum Steuern des Getriebes 11 und des Motors 10 ausgestattet.

Die Steuereinheiten 21 und 22 empfangen Signale, welche verschiedene Fahrzustände des Fahrzeuges angeben. Die Vorderräder 16 und die Hinterräder 18 sind mit jeweiligen Raddrehzahl-Sensoren zur Erfassung der Drehzahlen der Räder versehen. Die Signale von den Raddrehzahl-Sensoren werden in die ABS-Steuereinheit 21 eingeführt. Weiterhin ist ein Bremsschalter vorgesehen zum Erfassen, ob eine Bremse des Fahrzeuges betätigt wird oder nicht, und zum Erzeugen eines Signales hierfür. Ein Drossel-Sensor in dem Motoreinlaßsystem ist vorgesehen zum Erfassen einer Drosselöffnung eines Drosselventils.

Die Steuereinheit 22 empfängt die Drosselöffnung von dem Drossel-Sensor, einen Gierwinkel bzw. einen Gierrate des fahrenden Fahrzeuges von einem Gierwinkel-Sensor 31, eine Motordrehzahl von einem Motordrehzahl-Sensor, einen Lenkwinkel von einem Lenkwinkel-Sensor und dergleichen. Der Gierwinkel kann erfaßt werden mittels eines Kreisel-Sensors bzw. Sensors vom Gyro-Typ oder durch Verwendung eines anderen Weges. Zum Beispiel kann ein Paar von Seitengravitäts- bzw. Seitenschwerkraft-Sensoren zum Erfassen einer auf die Fahrzeug-Karosserie wirkenden Seitenkraft in einer in Längsrichtung voneinander beabstandeten Beziehung auf gegenüberliegenden Seiten des Schwerpunktes der Fahrzeug-Karosserie angeordnet werden. Der Unterschied zwischen den Anzeigen der zwei Sensoren kann als der Gierwert des Fahrzeuges verwendet werden. Alternativerweise kann der Gierwert erfaßt werden auf der Grundlage einer Drehzahl-Differenz zwischen den Raddrehzahlen der linken und rechten Räder.

Die Steuereinheit 22 erzeugt ein Drossel-Öffnungssignal, um die Drosselöffnung des Motors 10 zu steuern, und erzeugt ein Kraftstoff-Einspritzsignal, um eine Kraftstoff-Einspritzeinrichtung zu steuern. Weiterhin erzeugt die Steuereinheit 22 ein Zündsignal, um einen Zündzeitpunkt zu steuern. Zusätzlich erzeugt die Steuereinheit 22 ein Schaltsignal an das Getriebe 11, um die Schaltsteuerung zu steuern. Die Steuereinheit ist mit der ABS-Steuereinheit 21 verbunden, über welche die Steuereinheit 22 einen ermittelten bzw. gefolgerten Reibungs-Koeffizienten μ und die Raddrehzahlen der jeweiligen Räder empfängt. Unterdessen erzeugt die Steuereinheit 22 gegebenenfalls ein Fehlersignal und entsperrt den Differential-Steuerzustand, wenn sich das Fahrzeug in einem Notzustand befindet.

Die Steuereinheiten 21 und 22 sind mit Eingabe- und Ausgabeabschnitten 25 und 26 einschließlich Eingabe- und Ausgabeabschnittstellen, einer jeweiligen CPU 27, 28 zum Verarbeiten verschiedener Signale und jeweiligen Speichern 29, 30 zum Speichern von Programmen und Daten ausgestattet. Alle Eingangs-Ausgangssignale werden über die Eingabe- und Ausgabeabschnitte 25 und 26 übertragen. In der Differentialwirkungs-Steuerung erzeugt die Steuereinheit 22 Steuerstromsignale zum Steuern der Differentialwirkung des zentralen Differentials 12, des vorderen Differentials 19 und des hinteren Differentials 20. Auf der Grundlage der Werte des Steuerstroms nehmen das zentrale, das vordere und das hintere Differential 12, 19 bzw. 20 einen entsperzten Zustand, einen mittleren Sperrzustand oder einen vollständigen Sperrzustand ein. In dem entsperzten Zustand ist die Differentialwirkung vollständig zugelassen. Im Gegensatz hierzu ist die Differentialwirkung in dem Sperrzustand gehemmt. In dem mittleren Zustand wird der Steuerstrom gesteuert unter Veränderung einer Begrenzungskraft der Differentialwirkung eines Differentials und hierbei unter Veränderung eines Verteilungsverhältnisses der Antriebskraft. Wenn keine Differentialwirkung eines Differentials vorliegt, ist das Verteilungsverhältnis 50 : 50. In der dargestellten Ausführungsform verändert das zentrale Differential das Verteilungsverhältnis der Antriebskraft von vorderer Antriebswelle 13 zu hinterer Antriebswelle 14 in einem Bereich von 50 : 50 bis 40 : 60. Das Verteilungsverhältnis oder das verteilte Motordrehmoment kann kontinuierlich verändert werden durch Verändern des Steuerstromes für eine Magnetkupplung 50.

Fig. 2 zeigt eine Schnittansicht der Magnetkupplung

50 aus mehreren Reibungsplatten gemäß der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Die Magnetkupplung 50 ist jeweils an dem zentralen, dem vorderen und dem hinteren Differential 12, 19 bzw. 20 vorgesehen. Die jeweiligen Differentiale 12, 19 und 20 können gesteuert werden, so daß die Differentialwirkung kontinuierlich verändert wird mittels Steuerungen der Ströme für die Magnetkupplung 50 von dem Sperrzustand zu dem entsperzten Zustand. Jede Magnetkupplung kann zum Steuern der Differentialwirkung verwendet werden, soweit sie die Differentialwirkung zwischen der vorderen und hinteren Antriebswelle 13 bzw. 14 begrenzen bzw. einschränken kann. In Fig. 2 ist die Magnetkupplung 50 versehen mit einer Vielzahl von Sätzen von Kupplungsplatten 51 mit inneren und äußeren Platten und einem Stellglied bzw. einer Betätigungseinrichtung 52, welche einen treibenden Druck auf die Kupplungsplatten 51 erzeugt. Ein Leistungs-Übertragungsglied 54 ist an der Kupplung vorgesehen zum Übertragen der antreibenden Kraft auf einen der Antriebsmechanismen, wie die vordere und die hintere Antriebswelle. Ein weiteres Übertragungsglied 55 ist an der Kupplung 50 vorgesehen zum Übertragen der antreibenden Kraft auf den anderen Antriebsmechanismus. Das Bevorzugszeichen 53 bezeichnet ein Lagerelement zum drehbaren Halten bzw. Tragen des Stellgliedes 52 an dem Übertragungselement 54. Das Stellglied 52 treibt die Kupplungsplatte 51, wenn ein Solenoid hiervon magnetbetätigt wird. In der Magnetkupplung 50 erhöht sich die durch die mehrfachen Reibungsplatten 51 erzeugte Reibkraft, wenn der dem Solenoid 56 zugeführte Stromwert ansteigt. Mit anderen Worten, wächst der Treibdruck bzw. zwingende Druck der Kupplung 50, wenn der dem Solenoid 56 zugeführte Strom zunimmt. Somit kann die Differentialwirkung des zentralen, des vorderen und des hinteren Differentials 12, 19 und 20 kontinuierlich gesteuert werden durch Steuern des dem Solenoid der Kupplung zugeführten elektrischen Stromes.

Die Fig. 3, 4 und 5 zeigen Flußdiagramme der Differentialwirkungs-Steuerung für die Differentiale 12, 19 und 20 gemäß der vorliegenden Erfindung.

Fig. 3 zeigt ein Hauptprogramm der Differentialwirkungs-Steuerung. Die Steuereinheit 22 berechnet die Raddrehzahlen der jeweiligen Räder (rechte vordere Raddrehzahl NFR, linke vordere Raddrehzahl NFL, rechte hintere Raddrehzahl NRR, linke hintere Raddrehzahl NRL) (Schritt S1). Als nächstes berechnet die Steuereinheit 22 die Differential-Rotation dNF, dNC, dNR des mittleren, des vorderen und des hinteren Differentials 12, 19 und 20 (Schritt S2).

Als nächstes berechnet die Steuereinheit 22 eine Sperrkraft oder Begrenzungskraft FF, FC und FR der Differentialwirkung für die jeweiligen Differentiale 12, 19 und 20 durch Ausführen des Programmes, welches in dem in Fig. 4 gezeigten Flußdiagramm zu sehen ist (Schritt S3).

Wenn die Begrenzungskräfte FF, FC und FR bestimmt sind, bestimmt die Steuereinheit 22 die Steuerströme IF, IC und IR für die Solenoide der Kupplungen 50 des vorderen, des zentralen und des hinteren Differentials 19, 12 bzw. 20 (Schritt S 4). In diesem Fall können die Ströme IF, IC und IR als Funktionen der Begrenzungskräfte FF, FC und FR ausgedrückt werden. Somit ist $IF = f(FF)$, $IC = f(FC)$ und $IR = f(FR)$. Wenn demgemäß vorbestimmte Funktionen vorgesehen werden können zum Ausdrücken der Beziehung zwischen den Steuerströmen und den Begrenzungskräften, kön-

nen die Steuerströme erhalten werden aus den Werten der zu erzielenden Begrenzungskräfte. Alternativweise kann eine Charakteristik der Steuerstromes vorgesehen werden durch eine Kennlinie, wie sie in Fig. 6 gezeigt ist, in welcher der Steuerstrom des vorderen Differentialen in Relation zu der Begrenzungskraft der Differentialwirkung vorgesehen ist.

Die Steuereinheit 22 erhält die Begrenzungskräfte FF, FC und FR, indem die Solenoide 56 mit den mittels der obigen Prozeduren erhaltenen Steuerstromwerten für die Solenoide 56 versorgt werden.

Unter Bezugnahme auf Fig. 4 wird nachstehend eine Prozedur bzw. ein Programm zum Erhalten der Begrenzungskräfte FF, FC und FR beschrieben, welches dem Schritt S3 in Fig. 3 entspricht.

Diese Prozedur kann gemeinsam für die jeweiligen Differentiale 12, 19 und 20 angewendet werden, so daß sie nur für das zentrale Differential beschrieben wird. Die Beschreibung ist jedoch auch auf die anderen Differentiale, das heißt, das vordere oder das hintere Differential 19 bzw. 20 anwendbar.

Die Steuereinheit 22 berechnet ein Gewicht bzw. eine Gewichtung $KC1 = kc1(dNC)$ auf der Grundlage einer Gewichtsfunktion $kc1(dNC)$ zum Verbessern einer aktiven Fahrfähigkeit, bei der das Fahrzeug insbesondere bei einer Kurvenfahrt bzw. einer Wende eine größere Betriebsbereitschaft bzw. Operabilität erhalten kann, und ein Gewicht $KC2 = hc2(dNC)$ auf der Grundlage einer Gewichtsfunktion $hc2(dNC)$ zum Verbessern einer Fahrstabilität (Schritt T1). Der Wert des Gewichtes ändert sich von 0,0 bis 1,0, wie es in Fig. 7 gezeigt ist, wenn die Differential-Rotation dNC des zentralen Differentialen 12 verändert wird. In Fig. 7 ändert sich der Wert der Gewichtsfunktion $kc1(dNC)$ von 0 zu 1, wenn die Differential-Rotationsgeschwindigkeit dNC über einen vorbestimmten Wert hinaus ansteigt. Im Gegensatz hierzu nimmt das Gewicht $kc2(dNC)$ einen Wert von etwa 1 an, wenn die Differential-Rotation dNC geringer ist als ein vorbestimmter Wert. Dann verändert sich der Wert der Gewichtsfunktion $kc2(dNC)$ von etwa 1 nach 0, wie es in Fig. 7 gezeigt ist. Der Wert der Gewichtsfunktion wird auf der Grundlage der folgenden Ausführung eingestellt. Das heißt, wenn die Begrenzungskraft FC vermindert ist, kann die aktive Fahrfähigkeit verbessert werden. Im Gegensatz hierzu ist die Fahrstabilität verbessert, wenn die Begrenzungskraft FC zum Begrenzen der Differentialwirkung ansteigt.

Als nächstes bestimmt die Steuereinheit 22 Kompensationen HC1, HC2 zum Kompensieren der Restriktionskraft bzw. Begrenzungskraft FC auf der Grundlage des Gierwinkels der Fahrzeug-Karosserie (Schritt T2). Die Kompensationen HC1 und HC2 werden bestimmt auf der Grundlage einer Kompensations-Funktion $hc1(d\Phi)$, welche Gewicht legt auf die aktive Fahrbarkeit, und einer Kompensationsfunktion $hc2(d\Phi)$, welche Gewicht legt auf die Fahrstabilität bzw. diese betont. Somit können die jeweiligen Gierwinkel-Kompensations-Funktionen durch die folgenden Formeln ausgedrückt: $HC1 = hc1(d\Phi)$ und $HC2 = hc2(d\Phi)$. Die Gierwinkel-Kompensations-Funktionen $hc1(d\Phi)$ und $hc2(d\Phi)$ sind in der dargestellten Ausführungsform derart vorgesehen, wie es in Fig. 8 gezeigt ist. Wenn eine Differenz $d\Phi$ zwischen einem Ziel-Gierwinkel Φ_T und einem tatsächlichen Gierwinkel Φ_R zunimmt, nimmt der Wert der Kompensationsfunktion $hc1(d\Phi)$ zum Betonen der aktiven Fahrfähigkeit allmählich von einem Wert von 1 ab. Andererseits nimmt der Wert der Kompensationsfunktion $hc2(d\Phi)$ zum Betonen der Fahrstabilität allmählich

von einem Wert von 1 zu. Um die Fahrstabilität zu betonen bzw. zu gewichten, wird die Begrenzungskraft FC erhöht, um den tatsächlichen Gierwinkel Φ_R so schnell wie möglich auf den Ziel-Gierwinkel Φ_T zu steuern. Im Gegensatz hierzu wird zum Verbessern der aktiven Fahrbarkeit die Begrenzungskraft FC vermindert, um die Kurvenfahreigenschaften des Fahrzeuges zu verbessern.

Als nächstes erneuert die Steuereinheit 22 die Werte der Gewichte $KC1$ und $KC2$ (Schritt T3) unter Berücksichtigung der Kompensationen HC1 und HC2. Die Begrenzungskraft FC der Differentialwirkung wird geliefert auf der Grundlage einer Funktion der Differential-Rotation dNC. Zu diesem Zweck werden vorgesehen eine Steuerfunktion $fc1(dNC)$ zum Betonen der aktiven Fahrbarkeit und eine Steuerfunktion $fc2(dNC)$ zum Betonen der Fahrstabilität. Der Wert der Begrenzungskraft FC wird berechnet auf der Grundlage der Werte der Funktionen $fc1$ und $fc2$ unter Berücksichtigung der Gewichte $KC1$ und $KC2$. Das heißt, die Begrenzungskraft FC ergibt sich gemäß folgender Formel:

$$FC = \{KC1 \cdot fc1(dNC) + KC2 \cdot fc2(dNC)\} / (KC1 + KC2) \text{ (Schritt T4).}$$

Die Steuerfunktion $fc1(dNC)$ nimmt einen Wert an, wie es in Fig. 9 gezeigt ist. Das heißt, wenn die Differential-Rotation dNC in einem Bereich zunimmt, in welchem die Differential-Rotation dNC relativ gering ist bzw. klein ist, wird die Begrenzungskraft FC relativ schnell erhöht. Selbst wenn hiernach die Differential-Rotation dNC zunimmt, ist das Inkrement bzw. die Zunahme der Begrenzungskraft FC nicht so groß wie jene für kleine Werte der Differential-Rotation dNC. Die Steuerfunktion $fc2(dNC)$ zum Betonen der Fahrstabilität hat eine Charakteristik, wie es in Fig. 10 gezeigt ist. Die Begrenzungskraft $fc2(dNC)$ ist im wesentlichen proportional zur Differential-Rotation dNC. Zunächst ist die Zunahme der Begrenzungskraft FC bei Anstieg der Differential-Rotation dNC vermindert. In einem Bereich, in welchem die Differential-Rotation dNC relativ groß ist, ist die Zunahme der Begrenzungskraft FC erhöht, wenn die Differential-Rotation dNC ansteigt.

Die Prozeduren zum Bestimmen der Werte der Begrenzungskräfte FF und FR sind für das vordere und das hintere Differential 19 bzw. 20 dieselben, wie jene für die Begrenzungskraft FC für das zentrale Differential. Somit werden diese hier nicht detailliert erläutert. Es ist jedoch anzumerken, daß die Charakteristik bzw. Eigenschaften der Gewichtsfunktionen $kf1(dNF)$, $kf2(dNF)$ (dNF : Differential-Rotation des vorderen Differentialen 19) und $kr1(dNR)$, $kr2(dNR)$ (dNR : Differential-Rotation des hinteren Differentialen 20), der Gierwinkel-Kompensationsfunktionen $hf1(d\Phi)$ und $hf2(d\Phi)$ für das vordere Differential 19 und die Gierwinkel-Kompensationsfunktionen $hr1(d\Phi)$, $hr2(d\Phi)$ für das hintere Differential 20 von jenen für das zentrale Differential 12 jeweils unterschiedlich sind.

Zum Beispiel haben die Gewichtsfunktionen $kf1(dNF)$ und $kf2(dNF)$ für das vordere Differential 19 Charakteristiken, wie sie in Fig. 11 gezeigt sind. Weiterhin haben die Gewichtsfunktionen $kr1(dNR)$ und $kr2(dNR)$ für das hintere Differential 20 Charakteristiken, wie sie in Fig. 12 gezeigt sind. Die Gewichtsfunktion $kf1$ des vorderen Differentialen 19 zum Betonen der aktiven Fahrfähigkeit nimmt einen Wert von im wesentlichen 0 an, bis die Differential-Rotation dNF über einen vorbestimmten Wert hinaus steigt. Hiernach nimmt der Wert

der Gewichtsfunktionen $kf1$ abrupt zu, wenn die Differential-Rotation dNF ansteigt. Hiernach hält die Gewichtsfunktion $kf1$ den Wert von im wesentlichen 1 unabhängig von der Zunahme der Differential-Rotation dNF . Andererseits nimmt die Gewichtsfunktion $kf2$ (dNF) einen Wert von im wesentlichen 1 an, bis die Differential-Rotation dNF den vorbestimmten Wert erreicht, und reduziert sich abrupt auf einen Wert von im wesentlichen 0, wenn die Differential-Rotation dNF zunimmt. Hiernach hält die Funktion $kf2$ (dNF) den Wert von im wesentlichen 0 unabhängig von der Zunahme der Differential-Rotation dNF . Mit anderen Worten wird das vordere Differential 19 gesteuert, um die Fahrstabilität zu betonen, verglichen mit dem hinteren Differential 20 und dem zentralen Differential 12, und zwar bis die Differential-Rotation dNF den vorbestimmten Wert erreicht. Wenn die Differential-Rotation dN zunimmt, werden die Steuerungen des zentralen Differentials 12, des vorderen Differential 19 und des hinteren Differentials 20 in dieser Reihenfolge verschoben bzw. geschaltet, um die aktive Fahrfähigkeit statt der Fahrstabilität zu betonen. Somit hat das zentrale Differential 12 die größere Differential-Rotation dN , bei welcher der Wert des Gewichtes derart verändert wird, daß die aktive Fahrbarkeit betont wird statt der Fahrstabilität.

Wenn die Differential-Rotation dN zunimmt, wird andererseits das Gewicht zum Verbessern der aktiven Fahrbarkeit in der Reihenfolge zentrales Differential 12, hinteres Differential 20 und vorderes Differential 19 geliefert.

Die Charakteristiken der Gierwinkel-Kompensations-Funktionen $hf1$ ($d\Phi$) und $hf2$ ($d\Phi$) und $hr1$ ($d\Phi$) und $hr2$ ($d\Phi$) sind für das vordere und das hintere Differential 19 bzw. 20 vorgegeben, wie es in den Fig. 13 und 14 gezeigt ist. Vergleicht man die Charakteristiken der Differentiale 12, 19 und 20, wenn die Differential-Rotation dN ansteigt, vollzieht das zentrale Differential 12 die langsamste Änderung unter den drei Differentialen 12, 19 und 20. Das vordere Differential 19 vollzieht die schnellste Änderung in der Gierwinkel-Kompensations-Funktion. Das hintere Differential 20 hat von den drei eine mittlere Charakteristik. Mit anderen Worten unterscheiden sich die Charakteristiken der Gierwinkel-Kompensations-Funktionen $hf1$ ($d\Phi$) und $hf2$ ($d\Phi$) deutlich voneinander, wenn der Wert der Gierwinkel-Differenz $d\Phi$ relativ klein ist. Dies bedeutet, daß die Steuerung zum Verbessern der aktiven Fahrfähigkeit sich von jener zum Verbessern der Fahrstabilität durch Einstellen des Wertes der Gierwinkel-Kompensationen unterscheidet, bei denen die Differential-Rotation dN relativ klein ist. Die Eigenschaften der Gierwinkel-Kompensations-Funktionen $hr1$ (dNR) und $hr2$ (dNR) unterscheiden sich voneinander, wenn die Differential-Rotation dNR relativ klein ist. Diese Eigenschaften des hinteren Differentials 20 sind jedoch nicht so bemerkenswert bzw. ausgeprägt wie jene des vorderen Differentials 19.

Vor der Bestimmung der endgültigen Begrenzungs-kräfte FC , FF und FR zum Begrenzen der Differentialwirkung werden die Begrenzungs-kräfte FC , FF und FR auf der Grundlage des Gierwinkels kompensiert. Unter Bezugnahme auf Fig. 5 wird nachstehend eine Prozedur zum Berechnen der endgültigen Gierwinkel-Kompensation für die Begrenzungs-kräfte des FC , FF und FR auf der Grundlage der Gierwinkel-Differenz $d\Phi$ zwischen dem Ziel-Gierwinkel Φ_T und dem tatsächlichen Gierwinkel Φ_R beschrieben.

Die Steuereinheit 22 empfängt die Fahrzeug-Ge-

schwindigkeit V , den tatsächlichen Gierwinkel Φ_R , den Lenkwinkel Θ , die Differential-Rotation des vorderen Differentials dNF , die Differential-Rotation des zentralen Differentials dNC und die Differential-Rotation des hinteren Differentials dNR (Schritt P1).

Als nächstes berechnet die Steuereinheit 22 den Ziel-Gierwinkel Φ_T (Schritt P2). Der Ziel-Gierwinkel Φ_T wird wie folgt ausgedrückt: $\Phi_T = K \cdot \Phi_S$, wobei K ein Fahrzeug-Geschwindigkeits-Kompensations-Koeffizient ist, welcher exponentiell ansteigt, wenn die Fahrzeug-Geschwindigkeit zunimmt, wie es in Fig. 15 gezeigt ist, und wobei Φ_S ein Lenkwinkel-Kompensations-Koeffizient ist, welcher im wesentlichen proportional zunimmt, wenn der Lenkwinkel zunimmt, wie es in Fig. 16 gezeigt ist.

Dann vergleicht die Steuereinheit 22 den Ziel-Gierwinkel Φ_T mit dem tatsächlichen Gierwinkel Φ_R (Schritt P3). Wenn der Ziel-Gierwinkel Φ_T derselbe ist wie der tatsächliche Gierwinkel Φ_R , setzt die Steuereinheit 22 die Differentialwirkung-Steuerung ohne Ändern der Begrenzungs-kräfte FC , FF und FR für das zentrale, das vordere und das hintere Differential 12, 19 bzw. 20 fort. Wenn der Ziel-Gierwinkel Φ_T größer ist als der tatsächliche Gierwinkel Φ_R , wenn mit anderen Worten das Fahrzeug eine Untersteuerungs-Neigung hat, kompensiert die Steuereinheit 22 die Begrenzungs-kräfte FC , FF und FR auf der Grundlage der Gierwinkel-Differenz $d\Phi_u$ (Schritte P4, P5 und P6). Wenn die Gierwinkel-Differenz $d\Phi_u$ zunimmt, steuert die Steuereinheit 22 die Kupplung 50, um die Begrenzungs-kräfte FR , FC und FF für das hintere, für das zentrale und für das vordere Differential 20, 12 und 19 in dieser Reihenfolge zu erhöhen. Im Ergebnis ist die Widerstandskraft der Hinterräder gegen Seitenkräfte vermindert, so daß das Fahrzeug in Richtung auf eine Übersteuerungs-Charakteristik gesteuert wird. Weiterhin die Begrenzungs-kraft des vorderen Differentials relativ niedrig. Somit haben die Vorderräder gegenüber den Seitenkräften Widerstandskräfte bzw. sind resistent hiergegen, so daß sich eine verbesserte Lenkfähigkeit bzw. Kurvenfahr-Fähigkeit ergibt.

Wenn andererseits der tatsächliche Gierwinkel Φ_R größer ist als der tatsächliche Gierwinkel Φ_T , beurteilt die Steuereinheit 22 weiterhin, ob die Gierwinkel-Differenz $d\Phi_o$ größer ist als ein vorbestimmter Wert oder nicht (Schritte P7 und P8). Wenn die Differenz $d\Phi_o$ größer ist als der vorbestimmte Wert, hemmt die Steuereinheit 22 die Differentialwirkungen der Differentiale 19, 12 und 20. In diesem Fall verändert die Steuereinheit die Begrenzungs-kräfte FF , FC und FR nicht. Demzufolge wird verhindert, daß die Fahrstabilität des Fahrzeuges sich verschlechtert.

Wenn bei dieser Beurteilung die Differenz $d\Phi_o$ kleiner ist als der vorbestimmte Wert, wenn mit anderen Worten die Übersteuerungs-Neigung nicht ausgeprägt ist, erhöht die Steuereinheit 22 die Begrenzungs-kräfte FC , FF und FR des zentralen, des vorderen und des hinteren Differentials 12, 19 bzw. 20 in dieser Reihenfolge, wenn die Differenz $d\Phi_o$ ansteigt (Schritt P10). In dieser Steuerung wird, wenn die Begrenzungs-kraft FC des zentralen Differentials 12 vermindert wird, eine Antriebskraft-Differenz zwischen den Vorder- und Hinterrädern ausgeglichen, um eine Bremsneigung bei enger Kurvenfahrt zu erzeugen und somit die Untersteuerungs-Neigung zu erleichtern. Wenn darüber hinaus die Begrenzungs-kraft FF des vorderen Differentials 20 ansteigt, wird die Lenkcharakteristik des Fahrzeuges wei-

terhin zur Untersteuerungs-Neigung modifiziert. Dies liegt daran, daß der Widerstand der Vorderräder gegen die Seitenkraft vermindert wird. Im nächsten Schritt nimmt die Begrenzungskraft FR zu, so daß das Fahrzeug eine verbesserte Geradeausfahrt-Eigenschaft als auch die Modifikation in Richtung auf die Untersteuerungs-Charakteristik erzielen kann.

Die Kompensation auf der Grundlage des Gierwinkels wird ermittelt gemäß der zuvor erwähnten Prozedur. Dann berechnet die Steuereinheit 22 die endgültigen Begrenzungskräfte FF, FC und FR des vorderen, des zentralen und des hinteren Differentiales 19, 12 bzw. 20 (Schritt P11).

Wenn die Gierwinkel-Differenz $d\Phi_0$ über den vorbestimmten Winkel hinaus ansteigt, kann die Steuereinheit 22 alternativweise nur das vordere Differential 19 freigeben, indem der Steuerstrom einen Wert von 0 erhält. Demzufolge kann die Betriebsbereitschaft bzw. Operabilität des Fahrzeuges verbessert werden, um aus einem dringenden Fahrzustand bzw. einer Fahrsituation "herauszukommen".

Nachstehend wird eine weitere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben: Die Beschreibung erfolgt nur für das hintere Differential 20 und nicht für die anderen Differentiale 12 und 19, da die Prozedur zum Erhalten der Begrenzungskraft der Differentialwirkung für die anderen Differentiale gleich ist.

Die Steuereinheit 22 berechnet ein Gewicht bzw. eine Gewichtung $KR1 = kr1(dNR)$ auf der Grundlage einer Gewichtsfunktion $kr1(dNR)$ zum Verbessern einer aktiven Fahrfähigkeit, bei welcher das Fahrzeug eine größere Betriebsbereitschaft bzw. Operabilität insbesondere bei einer Kurvenfahrt erhalten kann, und berechnet ein Gewicht $KR2 = kr2(dNR)$ auf der Grundlage einer Gewichtsfunktion $kr2(dNR)$ zum Verbessern einer Fahrstabilität (ähnlich Schritt T1 in Fig. 4). Der Wert der Gewichte ändert sich von 0,0 bis 1,0, wie es in Fig. 19 gezeigt ist, wenn die Differential-Rotation dNR des zentralen Differentiales 20 verändert wird. Wenn gemäß Fig. 19 die Differential-Rotation-Geschwindigkeit dNR über einen vorbestimmten Wert hinaus ansteigt, ändert sich der Wert der Gewichtsfunktion $kr1(dNR)$ von 0 nach 1.

Im Gegensatz hierzu nimmt das Gewicht $kr2(dNR)$ einen Wert von etwa 1 an, wenn die Differential-Rotation dNR kleiner ist als ein vorbestimmter Wert. Darüber verändert sich der Wert der Gewichtsfunktion $kr2(dNR)$ von 1 nach 0, wie es in Fig. 19 gezeigt ist. Der Wert der Gewichtsfunktion wird auf der Grundlage der folgenden Tatsache eingestellt. Wenn die Begrenzungskraft FR vermindert wird, kann die aktive Fahrfähigkeit verbessert werden. Wenn andererseits die Begrenzungskraft FR ansteigt zum Begrenzen der Differentialwirkung, ist die Fahrstabilität verbessert.

In der dargestellten Ausführungsform berechnet die Steuereinheit 22 ein Verteilungs-Verhältnis S der von dem Motor erzeugten Antriebskraft für das hintere Differential 20, welche von dem zentralen Differential 12 übertragen ist. Die Steuereinheit 22 bestimmt Kompensationen HR1, HR2 zum Kompensieren der Begrenzungskraft FR der Differentialwirkung des hinteren Differentiales 20 unter Berücksichtigung des Verteilungsverhältnisses, und zwar gemäß einer ähnlichen Prozedur wie in Schritt T2 in Fig. 4. Die Kompensationen HR1 und HR2 werden bestimmt auf der Grundlage einer Verteilungs-Verhältnis-Kompensations-Funktion $hr1(S)$ zum Betonen der aktiven Fahrfähigkeit und einer Verteilungs-Verhältnis-Kompensations-Funktion $hr2(S)$ zum Betonen der Fahrstabilität, das heißt, $HR1 = hr1(S)$ und $HR2 = hr2(S)$.

In der dargestellten Ausführungsform sind die Verteilungs-Verhältnis-Funktionen $hr1(S)$ und $hr2(S)$ mit Charakteristiken versehen, wie sie jeweils in Fig. 20 gezeigt sind. Wenn gemäß Fig. 20 das Verteilungs-Verhältnis an das hintere Differential 20 ansteigt, vermindert sich der Wert der Verteilungs-Verhältnis-Kompensations-Funktion $hr1(S)$, allmählich von dem Wert 2. Im Gegensatz hierzu nimmt der Wert der Verteilungs-Kompensations-Funktion $hr2(S)$ allmählich von dem Wert 0 zu. Die Begrenzungskraft FR für das hintere Differential 20 wird erhöht unter Begrenzung der Differentialwirkung zwischen dem rechten und linken Hinterrad, so daß die Fahrstabilität des Fahrzeuges verbessert wird. Andererseits wird die Begrenzungskraft FR des hinteren Differentiales 20 vermindert, um die Differentialwirkung zwischen dem rechten und dem linken Hinterrad zu erleichtern, um hierdurch einen Schlupf der Räder zu unterdrücken.

Als nächstes erneuert die Steuereinheit 22 die Werte der Gewichte $KR1$ und $KR2$ (ähnlich Schritt T3 in Fig. 4) unter Berücksichtigung der Kompensationen $HR1$ und $HR2$. Die Begrenzungskraft FR der Differentialwirkung wird geliefert auf der Grundlage einer Funktion der Differential-Rotation dNR. Zu diesem Zweck sind vorgesehen eine Steuerfunktion $fr1(dNR)$ zum Betonen der aktiven Fahrfähigkeit und einer Steuerfunktion $fr2(dNR)$ zum Betonen der Fahrstabilität. Der Wert der Begrenzungskraft FR wird berechnet auf der Grundlage der Werte der Funktionen $fr1$ und $fr2$ unter Berücksichtigung der Gewichte $KR1$ und $KR2$. Das heißt, die Begrenzungskraft FR wird vorgesehen wie folgt: $FR = \{KR1 \cdot fr1(dNR) + KR2 \cdot fr2(dNR)\} / (KR1 + KR2)$ (ähnlich Schritt T4 in Fig. 4).

Die Steuerfunktion $fr1(dNR)$ nimmt einen Wert an, wie es in Fig. 21 gezeigt ist. Das heißt, wenn die Differential-Rotation dNR in einem Bereich ansteigt, in welchem die Differential-Rotation dNR relativ klein ist, erhöht sich die Begrenzungskraft FR relativ schnell. Hiernach, selbst wenn die Differential-Rotation dNR zunimmt, ist die Zunahme der Begrenzungskraft FR nicht so groß wie für einen kleinen Wert der Differential-Rotation dNR. Die Steuerfunktion $fr2(dNR)$ zum Betonen der Fahrstabilität hat eine Charakteristik, wie es in Fig. 22 gezeigt ist. Die Begrenzungskraft FR ist im wesentlichen proportional zur Differential-Rotation dNR. Hiernach ist die Zunahme der Begrenzungskraft FR vermindert, wenn die Differential-Rotation dNR zunimmt. In einem Bereich, in welchem die Differential-Rotation dNR relativ groß ist, ist die Zunahme der Begrenzungskraft FR erhöht, wenn die Differential-Rotation dNR ansteigt.

Die Prozeduren zum Bestimmen der Werte der Begrenzungskräfte FC und FF für das zentrale und für das vordere Differential 12 bzw. 19 sind dieselben wie für die Begrenzungskraft FR für das hintere Differential 20. Daher werden diese hier nicht detailliert erörtert.

Zum Beispiel haben die Gewichtsfunktion $kf1(dNF)$ und $kf2(dNF)$ für das vordere Differential 19 Charakteristiken, wie sie in Fig. 23 gezeigt sind und welche ähnlich den Charakteristiken sind, die für die vorherige Ausführungsform in Fig. 11 gezeigt sind. Die Gewichtsfunktion $kf1$ des vorderen Differential 19 zum Betonen der aktiven Fahrfähigkeit nimmt einen Wert von im wesentlichen 0 an, bis die Differential-Rotation dNF über einen vorbestimmten Wert hinaus ansteigt. Hiernach nimmt der Wert der Gewichtsfunktion $kf1$ abrupt zu, wenn die

Differential-Rotation dNF ansteigt. Dann hält die Gewichtsfunktion kf1 den Wert von im wesentlichen 1, und zwar unabhängig von der Zunahme der Differential-Rotation dNF. Andererseits nimmt die Gewichtsfunktion kf2 (dNF) einen Wert von im wesentlichen 1 an, bis die Differential-Rotation dNF einen vorbestimmten Wert erreicht, und vermindert sich abrupt auf einen Wert von im wesentlichen 0, wenn die Differential-Rotation dNF ansteigt. Hiernach hält die Funktion kf2 (dNF) den Wert von im wesentlichen 0, und zwar unabhängig von der Zunahme der Differential-Rotation dNF. Das vordere Differential 19 wird gesteuert, um die Fahrstabilität zu betonen, verglichen mit dem hinteren Differential 20, und zwar bis die Differential-Rotation dNF den vorbestimmten Wert erreicht. Wenn nämlich die Differential-Rotation dNF zunimmt, wird das vordere Differential 19 nicht umgeschaltet, um die Fahrstabilität zu betonen, bis die Differential-Rotation dN einen größeren Wert annimmt, und zwar verglichen mit dem hinteren Differential 20.

Wenn bei dieser Ausführungsform die Begrenzungskraft FC des zentralen Differentialen 12 ansteigt, ist das Verteilungs-Verhältnis S der Antriebskraft auf das hintere Differential vermindert. Gewöhnlich wird das Antriebskraft-Verteilungs-Verhältnis S des hinteren Differentialen 20 relativ zu dem vorderen Differential 19 in dem zentralen Differential 12 von etwa 60 : 40 auf 50 : 50 verändert. Wenn das Verteilungsverhältnis S zu 40 : 60 vorgesehen ist, ist die Begrenzungskraft FC des zentralen Differentialen 12 vermindert.

Alternativweise können die Verteilungs-Verhältnis-Kompensations-Funktionen hr1 (S) und hr2 (S) eingestellt werden, wie es in Fig. 24 gezeigt ist. In dieser Ausführungsform werden die Werte der Funktionen unterschiedlich von der in Fig. 20 gezeigten Charakteristik verändert. Das heißt, wenn das Verteilungs-Verhältnis an das hintere Differential 20 ansteigt, nimmt der Wert der Verteilungs-Verhältnis-Kompensations-Funktion hr1 (S) allmählich von dem Wert von 0 zu. Im Gegensatz hierzu nimmt der Wert der Verteilungs-Kompensations-Funktion hr2 (S) allmählich von dem Wert von 2 ab. Die Charakteristik der Funktionen hr1 (S) und hr2 (S) in Fig. 24 sind zu jenen umgekehrt, die in Fig. 20 gezeigt sind. Somit können andere Fahreigenschaften des Fahrzeuges erhalten werden, die sich von der vorherigen Ausführungsform der Fig. 20 unterscheiden. Bei dieser Ausführungsform wird die Begrenzungskraft FC des zentralen Differentialen 12 erhalten über dieselbe Prozedur wie in der zuvor erwähnten vorherigen Ausführungsform.

Patentansprüche

1. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung eines Fahrzeuges, mit:

- einem Zwischenachs-Differential (12), welches zwischen Achsen (15, 17) angeordnet ist, um eine Differentialwirkung zwischen den Achsen (15, 17) zu vollziehen,
- zumindest einem Zwischenrad-Differential (19, 20), welches zwischen Rädern (16, 18) angeordnet ist, um eine Differentialwirkung zwischen den Rädern (16, 18) zu vollziehen,
- einer Parameter-Einstelleinrichtung zum Erfassen eines Fahrzeug-Fahrtzustandes (dNC, dNF, dNR) und zum Einstellen eines vorbestimmten Parameters auf der Grundlage des erfaßten Fahrzeug-Fahrtzustandes,

- einer Ziel-Gierwinkel-Einstelleinrichtung zum Einstellen eines Ziel-Gierwinkels (Φ_T) des Fahrzeuges auf der Grundlage des Parameters,
- einer Gierwinkel-Erfassungseinrichtung zum Erfassen eines tatsächlichen Gierwinkels (Φ_R) des Fahrzeuges, während es fährt, und
- einer Differential-Steuereinrichtung (22) zum Steuern einer Differentialwirkung des Zwischenachs- und des Zwischenrad-Differentialen (12, 19, 20) auf der Grundlage einer Abweichung ($d\Phi$) zwischen dem tatsächlichen Gierwinkel (Φ_R) und dem Ziel-Gierwinkel (Φ_T) des Fahrzeuges.

2. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Steuereinrichtung (22) eine Differential-Begrenzungskraft (FC) zum Begrenzen der Differentialwirkung des Zwischenachs-Differentialen (12) verglichen mit dem Zwischenrad-Differential (19, 20) erhöht, wenn der Ziel-Gierwinkel (Φ_T) kleiner ist als der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R).

3. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zwischen Vorderrädern (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zwischen Hinterrädern (18) angeordnet ist, wobei die Differential-Steuereinrichtung (22) die Differential-Begrenzungskraft (FR) des hinteren Differentialen (20) verglichen mit den anderen Differentialen (12, 19) erhöht, wenn der Ziel-Gierwinkel (Φ_T) größer ist als der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R).

4. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zwischen Vorderrädern (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zwischen Hinterrädern (18) angeordnet ist, wobei die Differential-Steuereinrichtung (22) die Differential-Begrenzungskraft (FC) des Zwischenachs-Differentialen (12) verglichen mit dem vorderen und dem hinteren Differential (19, 20) erhöht, wenn der Ziel-Gierwinkel (Φ_T) kleiner ist als der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R).

5. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zwischen Vorderrädern (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zwischen Hinterrädern (18) angeordnet ist, wobei die Differential-Steuereinrichtung (22) die Differential-Begrenzungskraft (FR) des hinteren Differentialen (20) verglichen mit dem vorderen Differential (19) erhöht und die Differential-Begrenzungskraft (FC) des Zwischenachs-Differentialen (12) verglichen mit dem vorderen Differential (19) erhöht, wenn der Ziel-Gierwinkel (Φ_T) größer ist als der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R).

6. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Differential-Steuereinrichtung (22) das Steuern der Differentialwirkung beendet, um zu verhindern, daß sich die Differential-Begrenzungskraft (FC, FF, FR) ändert, wenn der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R) sehr viel größer ist als der Ziel-Gierwinkel (Φ_T).

7. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 3, wobei die Differential-Steuereinrichtung (22) die Differential-Begrenzungskraft (FF) des vorderen Differentialen (19) vermindert, wenn der tatsächliche Gierwinkel (Φ_R) sehr viel größer

ist als der Ziel-Gierwinkel (Φ_T).

8. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung eines Fahrzeuges mit:

- einer Verteilungsvorrichtung (12), welche zwischen Achsen (15, 17) angeordnet ist zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Vorder- und Hinterräder (16, 18),
- einer Parameter-Einstelleinrichtung zum Erfassen eines Fahrtzustandes des Fahrzeuges und zum Einstellen eines bestimmten Parameters (dNF, dNR) auf der Grundlage des Fahrtzustandes,
- einer Differential-Steuereinrichtung (22) zum Steuern einer Differential-Begrenzungskraft (FF, FR) von zumindest einem Zwischenrad-Differential (19, 20), und
- einer Begrenzungskraft-Änderungseinrichtung zum Ändern der Differential-Begrenzungskraft (FF, FR) gemäß einem Verteilungsverhältnis (S) zwischen den Vorder- und Hinterrädern (15, 17), welches durch die Verteilungsvorrichtung (12) festgelegt ist.

9. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 8, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Vorderrad (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Hinterrad (18) vorgesehen ist, wobei die Änderungseinrichtung (22) die Begrenzungskraft (FF) der Differentialwirkung für eines (19) der Differentiale (19, 20) vermindert, wenn das Drehmoment-Verteilungs-Verhältnis von dem einen (19) von vorderem und hinterem Differential (19, 20) ansteigt.

10. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 8, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Vorderrad (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Hinterrad (18) vorgesehen ist, wobei die Änderungseinrichtung (22) die Begrenzungskraft (FF) der Differentialwirkung für eines (19) der Differentiale (19, 20) erhöht, wenn das Drehmoment-Verteilungs-Verhältnis von dem einen (19) von vorderem und hinterem Differential (19, 20) ansteigt.

11. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 8, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Vorderrad (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Hinterrad (18) vorgesehen ist, wobei, wenn das Drehmoment-Verteilungs-Verhältnis von einem (19) von vorderem und hinterem Differential (19, 20) ansteigt, die Änderungseinrichtung (22) die Begrenzungskraft (FR) der Differentialwirkung für das andere (20) der Differentiale (19, 20) erhöht.

12. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach Anspruch 8, wobei ein vorderes Zwischenrad-Differential (19) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken Vorderrad (16) und ein hinteres Zwischenrad-Differential (20) zum Vollziehen einer Differentialwirkung zwischen einem rechten und einem linken

Hinterrad (18) vorgesehen ist, wobei, wenn das Drehmoment-Verteilungs-Verhältnis von einem (19) von vorderem und hinterem Differential (19, 20) ansteigt, die Änderungseinrichtung (22) die Begrenzungskraft (FR) der Differentialwirkung für das andere (20) der Differentiale (19, 20) vermindert.

13. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 12, wobei der Parameter eine Differenz (dNF, dNR) einer Rotations-Geschwindigkeit zwischen dem rechten und linken Rad ist.

14. Differentialwirkungs-Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 13, wobei das Verteilungsverhältnis der Antriebskraft zwischen dem vorderen Differential (19) und dem hinteren Differential (20) zwischen 40 : 60 und 50 : 50 verändert wird.

Hierzu 12 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

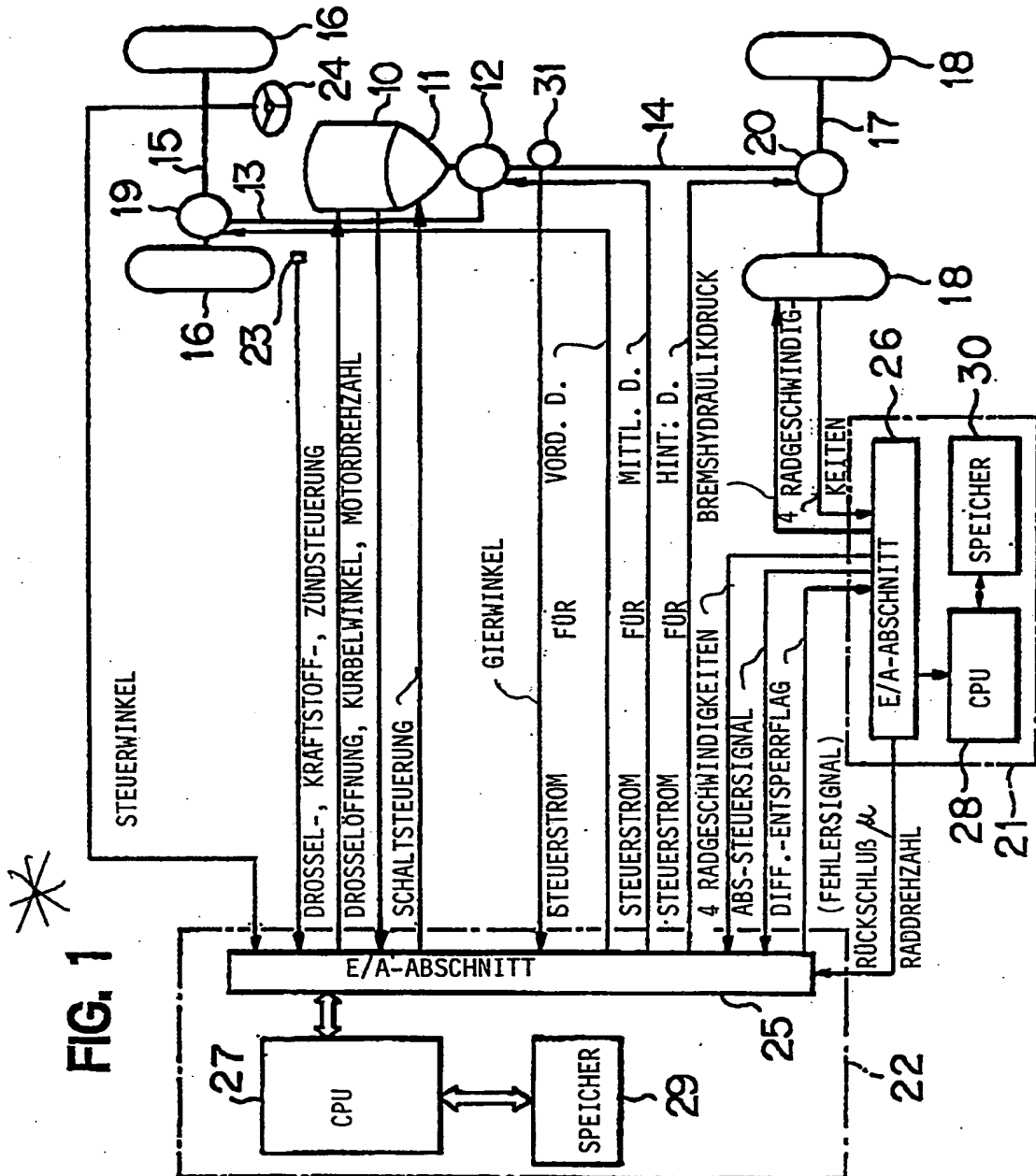


FIG. 2

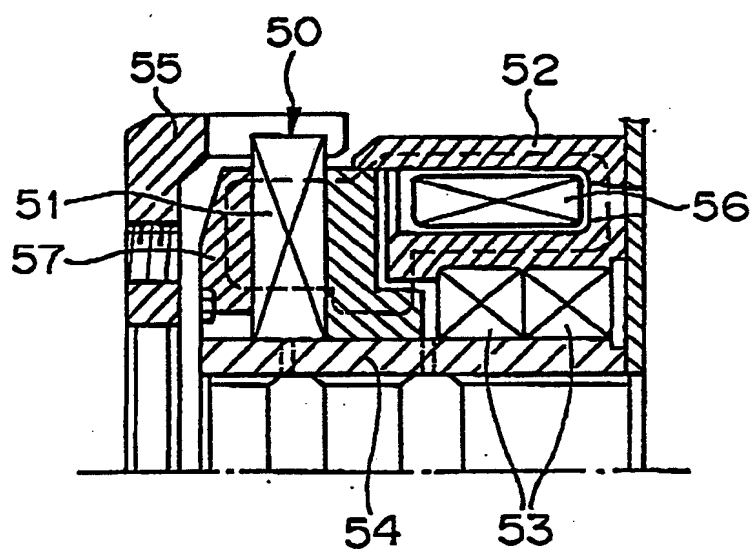


FIG. 3

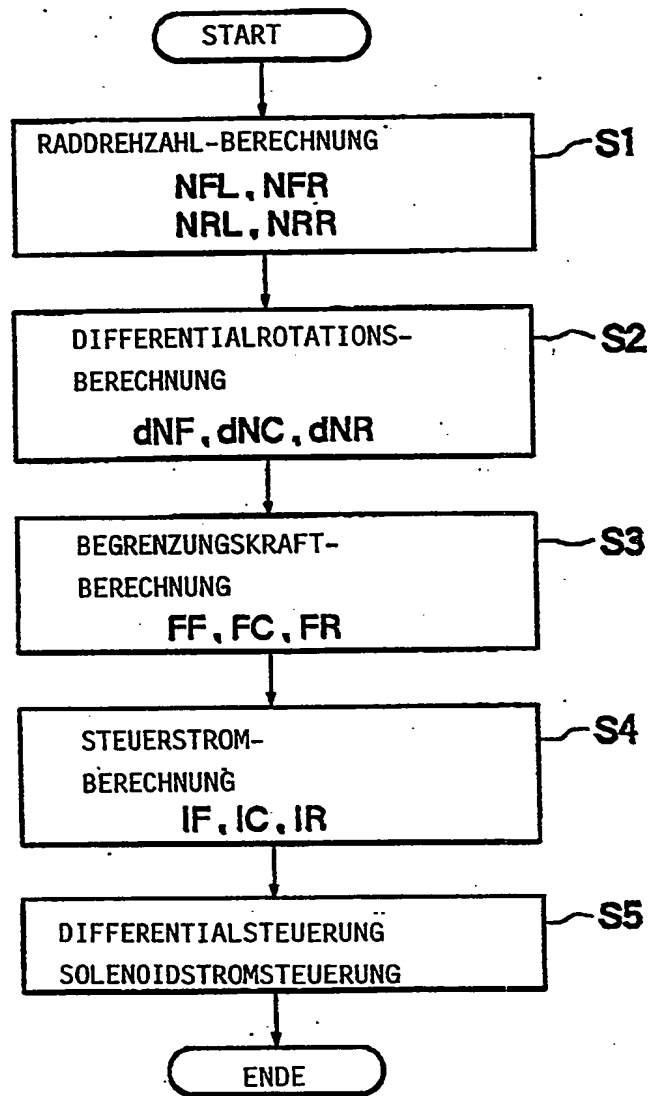


FIG. 4

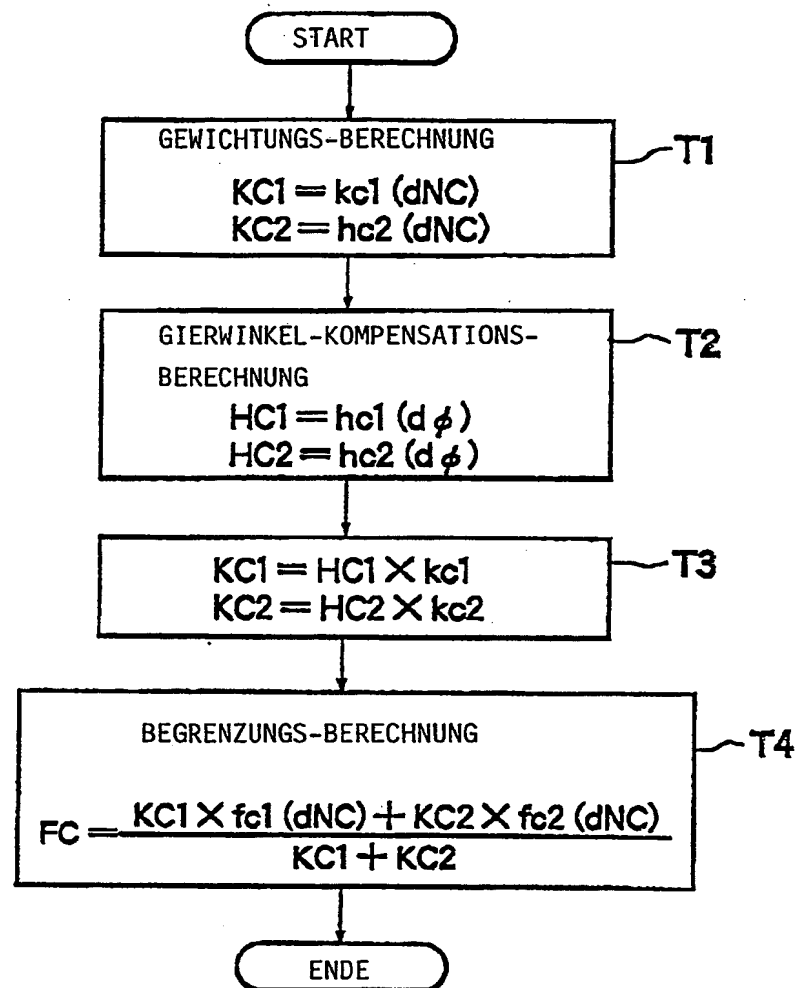


FIG. 5

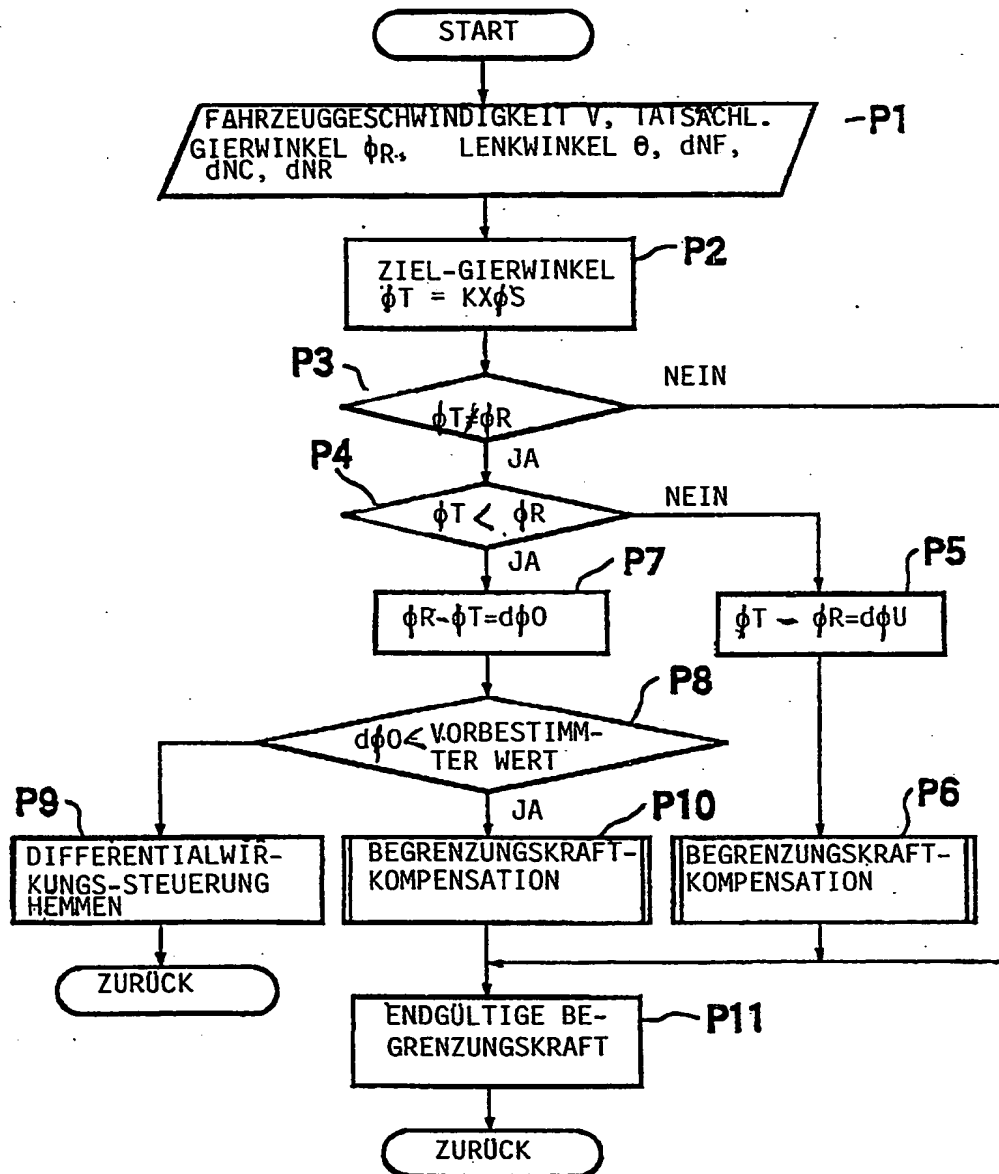


FIG. 6

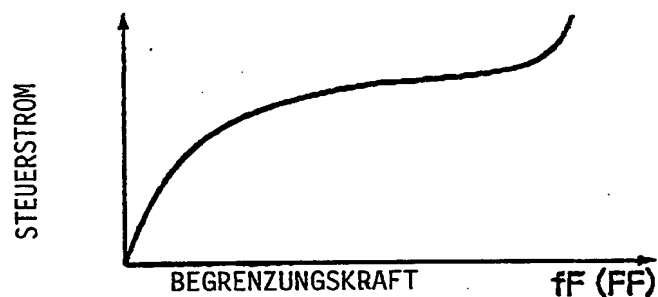


FIG. 7

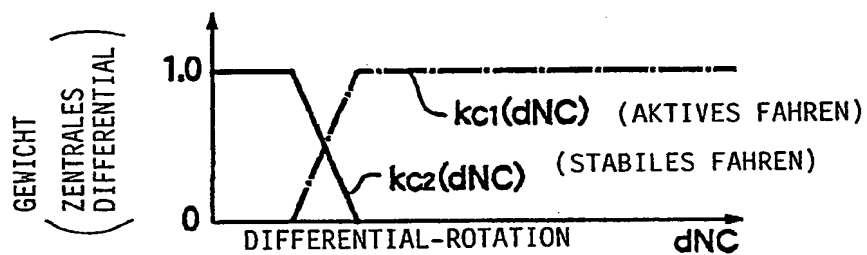


FIG. 8



FIG. 9

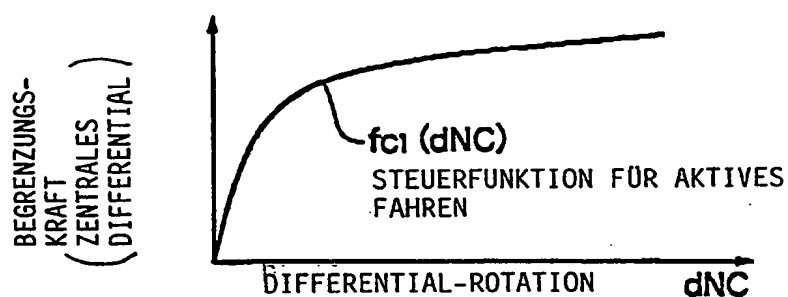


FIG. 10

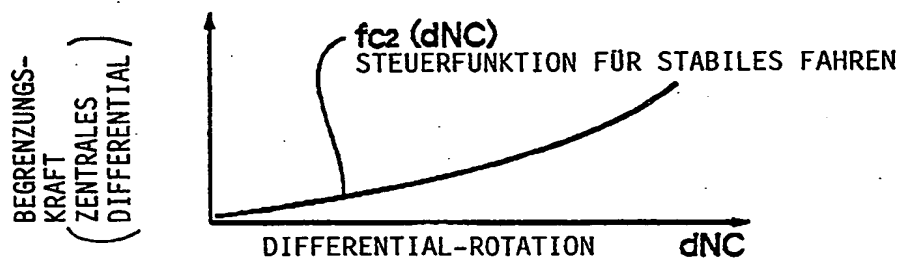


FIG. 11

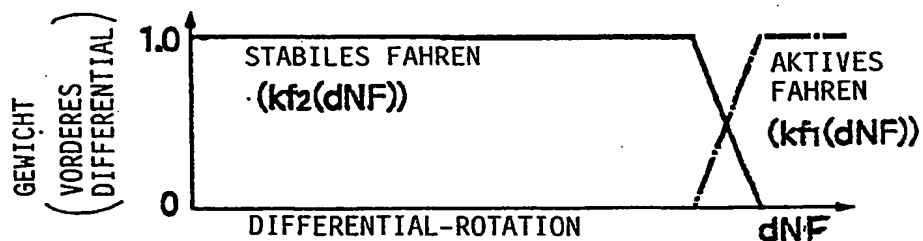


FIG. 12

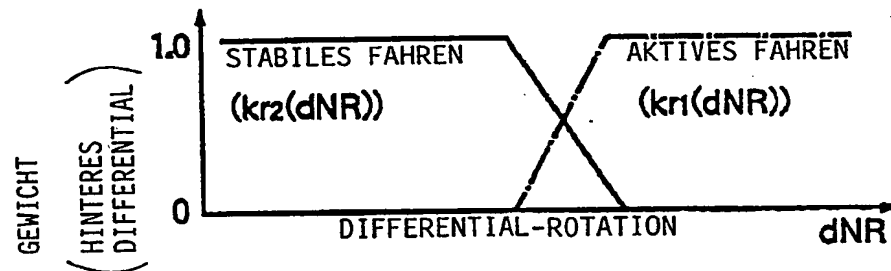


FIG. 13

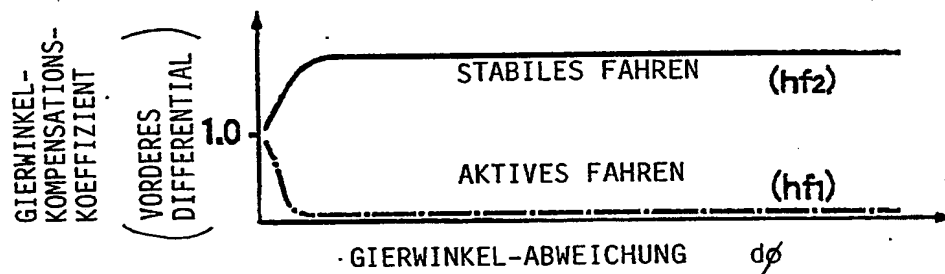


FIG. 14

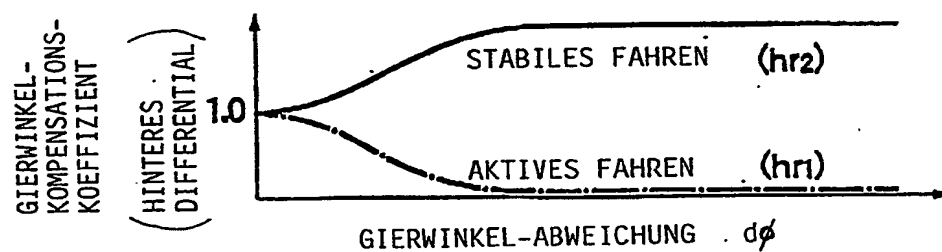


FIG. 15

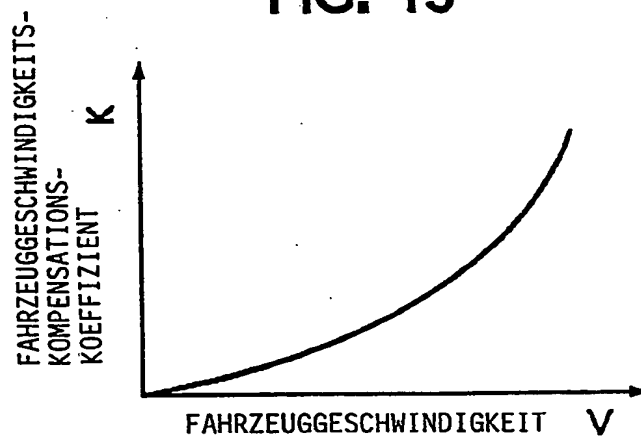


FIG. 16

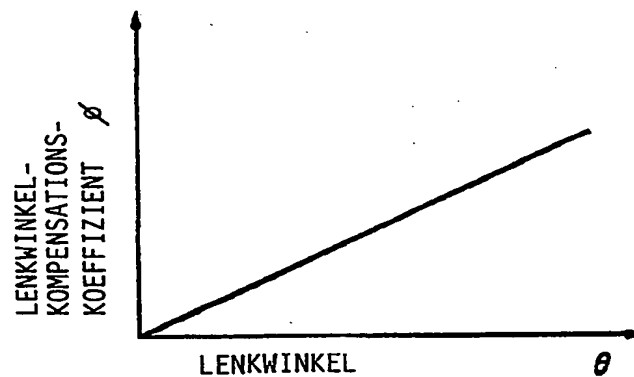


FIG. 17

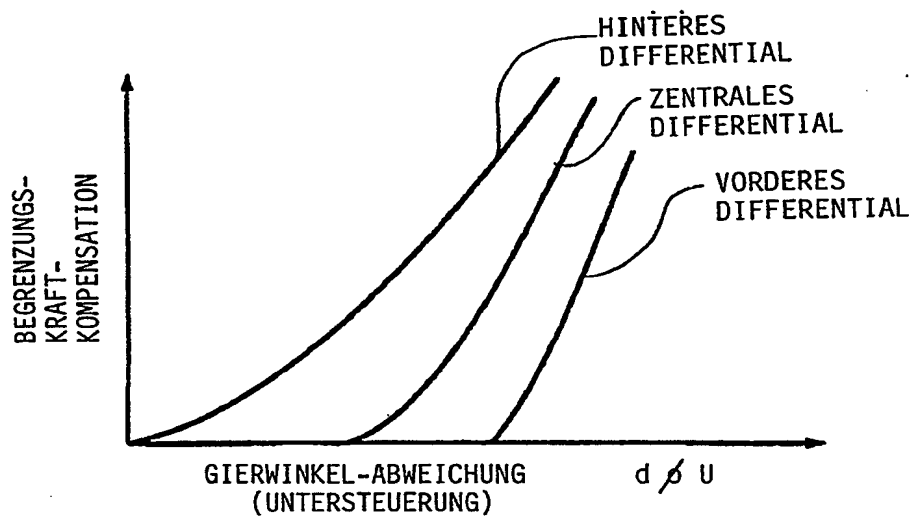


FIG. 18

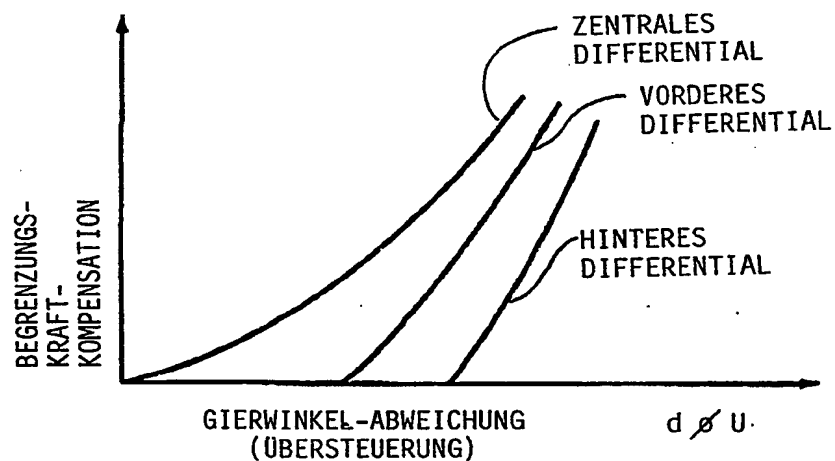


FIG. 19

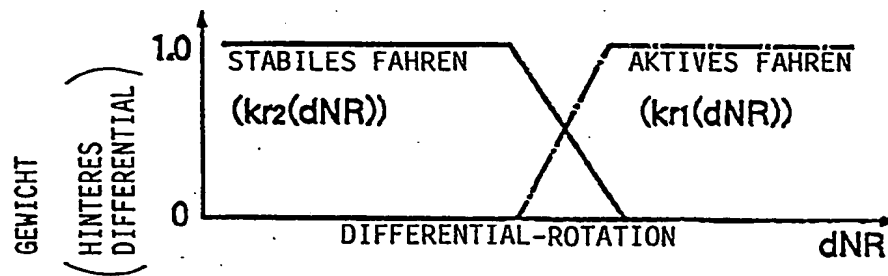


FIG. 20

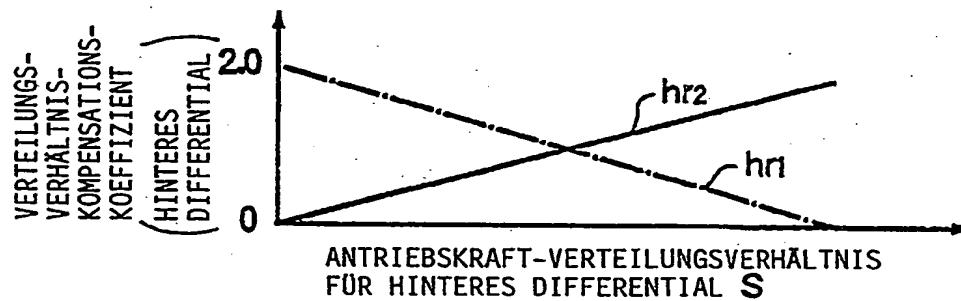


FIG. 21

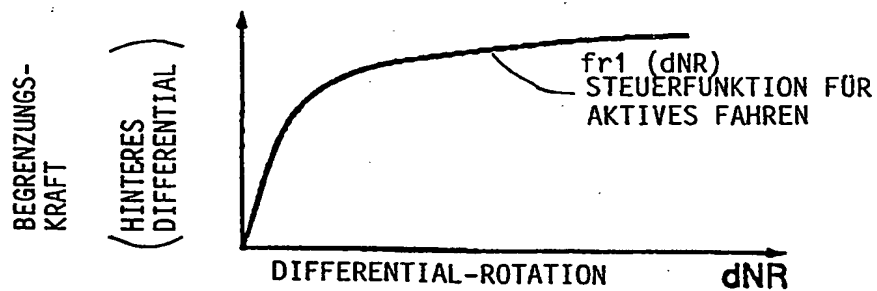


FIG. 22

BEGRENZUNGS-
KRAFT
(HINTERES
DIFFERENTIAL)

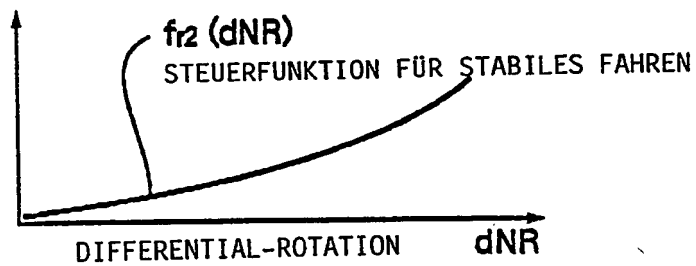


FIG. 23

GEWICHT
(VORDERES
DIFFERENTIAL)

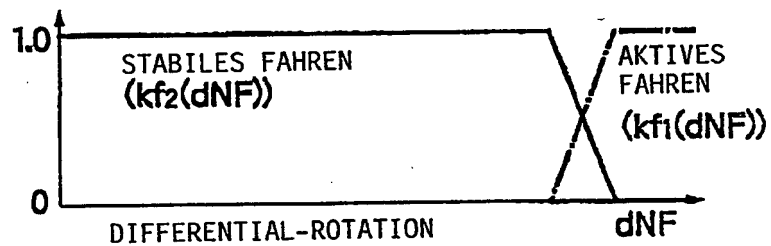


FIG. 24

VERTEILUNGS-
VERHÄLTNIS-
KOMPENSATIONS-
KOEFFIZIENT
(HINTERES
DIFFERENTIAL)

